

Analyse einer industriellen CO₂-Kälteanlage mit Ejektor

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Andreas Schröder
aus: Cuxhaven

eingereicht am: 29.6.2020
mündliche Prüfung am: 1.12.2020

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler
Univ.-Prof. Dr. Christoph Hochenauer

Danksagung

Die vorliegende Arbeit habe ich während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermodynamik der Technischen Universität Braunschweig verfasst. Während dieser Zeit konnte ich Erfahrungen in unterschiedlichen Forschungs- und Industrieprojekten und in der universitären Lehre sammeln, und mein Wissen in der Thermodynamik vertiefen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler vom Institut für Thermodynamik der Technischen Universität Braunschweig danke ich herzlich für die Betreuung dieser Arbeit, der Ideengebung, den Gesprächen und für die Erstellung des Erstgutachtens. Herrn Univ.-Prof. Dr. Christoph Hochenauer vom Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz möchte ich für die Anfertigung des Zweitgutachtens dieser Arbeit danken. Ein weiterer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Roman Henze für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Den Kollegen vom Institut für Thermodynamik und auch den Kollegen der TLK-Thermo GmbH danke ich für die langjährige Unterstützung bei den Projekten und bei der Erstellung dieser Arbeit, für die hilfreichen Diskussionen, das Feedback zur Dissertation und Vortrag, und für die entstandenen Freundschaften. Ein besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff für die vielen konstruktiven Diskussionen während der Promotionszeit und dem Korrekturlesen der Dissertation. Herrn Dr.-Ing. Niko Lemke möchte ich für die Unterstützung bei den Projekten, Anträgen und für das Feedback zum Vortrag danken. Mein Dank für die Unterstützung bei der Konstruktion und Fertigung des Ejektors gilt Ralf Herrmann und seinen Auszubildenden der Institutswerkstatt.

Als letztes möchte ich meiner Familie danken, meinen Eltern, dass sie mir diesen Weg überhaupt ermöglicht haben, meiner Freundin Constanze für die grammatikalische Korrektur und für die moralische Unterstützung während der Erstellung der Dissertation, und meiner Tochter Maja dafür, dass sie sich mit ihrer Geburt noch etwas Zeit gelassen hat.

Braunschweig im September 2021

Andreas Schröder

Kurzfassung

Der Einsatz von Ejektoren in industriellen CO₂-Kälteanlagen mit einem hohen Teillastanteil ist in der Literatur noch nicht umfassend untersucht. Daraus leitet sich das übergeordnete Ziel der vorliegenden Arbeit ab. Dies ist die Analyse der erreichbaren Energieeffizienzsteigerung von industriellen CO₂-Kälteanlagen mit einem hohen Teillastanteil durch den Einsatz von Ejektoren. Die in dieser Arbeit verfolgte Lösungsidee ist der Einsatz mehrerer Ejektoren, zwischen denen im Betrieb umgeschaltet werden kann. Es wird am Beispiel einer ausgeführten industriellen CO₂-Kälteanlage zur Luftkühlung gezeigt, wie die Auswahl von optimalen Ejektorgrößen erfolgen kann. Die Kälteanlage wird zunächst modelliert und in einem ersten Schritt optimiert.

Auf Basis eines vorhandenen Ejektormodells wird ein parameterlineares Kennlinienmodell für Ejektoren erstellt, welches eine geringere Anzahl an Parametern mit geringeren Korrelationen besitzt als das ursprüngliche Ejektormodell. Mit Hilfe dieses Modells werden simulativ optimale Ejektoren für die analysierte Kälteanlage ausgewählt.

Mit vier Ejektoren unterschiedlicher Größe wird die beste Reduktion des Energieverbrauchs über ein Jahr von 6,9 % im Vergleich zur optimierten Kälteanlage ohne Ejektoren erreicht. Bei drei Ejektoren liegt diese bei 6,1 %.

Zwei Ejektoren, welche zu einem Kombibetrieb zusammengeschaltet werden, stellen für die untersuchte Kälteanlage die minimale Anzahl an Ejektoren dar, wobei eine Verbesserung des Energieverbrauchs von 6 % erreicht wird.

Um die Sensitivität des JEV der Kälteanlage bezüglich der Ejektoreffizienz darzustellen, wird die Ejektoreffizienz der zuvor berechneten Zusammenstellungen von Ejektoren, welche bei maximal 24 % lag, um 25 % erhöht. Dadurch wird der Jahresenergieverbrauch noch einmal um bis zu 1,4 Prozentpunkte verringert.

Abschließend wird die untersuchte Kälteanlage simulativ mit einem Flash-Gas-Bypass ausgestattet und mit der Kälteanlage verglichen, welche vier Ejektoren mit der optimalen Größe besitzt. Die Kälteanlagen mit Ejektoren liefert in den untersuchten Betriebspunkten eine um bis zu 17,5 % höhere Leistungszahl.

Abstract

The use of ejectors in industrial CO₂ chillers operating a high percentage of time in part load is not yet fully investigated in the literature. That leads to the main goal of this work, the analysis of possible gains of energy efficiency by the use of ejectors for chillers with high part load share. To meet the challenge of a high share of part load operation this work suggests switching between several ejectors with different sizes.

This work shows, using the example of a real industrial chiller with CO₂ as refrigerant which is used to cool air, how to optimally choose ejectors. To achieve high efficiency improvements with ejectors, their sizes need to be chosen optimally according to the occurring part loads of the chiller.

A model of the chiller for system simulations is created, validated with measurement data and optimized in respect of superheating and high pressure.

Built on an existing ejector model a new ejector model which is linear in parameters is developed. This new ejector model has a lower number of parameters and the correlations of these parameters is lower than in the base model. The optimal choice of ejector driving nozzle diameter is done for chillers with one and up to four ejectors. In each configuration only one ejector is used at a time.

The results show that four ejectors lead to the highest reduction on energy consumption of 6,9 % compared to the optimized system. With three ejectors a reduction of energy consumption of 6,1 % can be reached. Switching between two ejectors lead to reduction of energy consumption of 3,4 % which is lower compared to using the valve mode all year. Using two ejectors also in combination so that three effective driving nozzle areas can be used, leads to a reduction of energy consumption of 6 %.

The sensitivity of the energy consumption on ejector efficiency is analysed by manually improving the efficiencies simulated before by 25 %. Finally a comparison of a chiller with four ejectors with a chiller with flash-gas-bypass is conducted. The chiller with four ejectors has a better performance in all analysed boundary conditions compared to the chiller with flash-gas-bypass.

Inhaltsverzeichnis

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | Einleitung | 1 |
| 1.1 | Hintergrund und Stand der Wissenschaft | 1 |
| 1.1.1 | Kältemittel - Qual der Wahl | 1 |
| 1.1.2 | Einsatz von industriellen Kälteanlagen mit CO ₂ als Kältemittel | 4 |
| 1.1.3 | Einsatz von Ejektoren in CO ₂ -Kälteanlagen und deren Regelung | 6 |
| 1.1.4 | Fazit der Literaturrecherche | 8 |
| 1.2 | Ziele der Arbeit | 9 |
| 1.3 | Aufbau der Arbeit | 10 |
| 2 | Industrielle CO₂-Kälteanlage ohne Ejektor | 11 |
| 2.1 | Messtechnische Untersuchung | 11 |
| 2.1.1 | Messtechnik | 12 |
| 2.1.2 | Auswertung und Diskussion der Messungen | 13 |
| 2.1.3 | Messunsicherheitsberechnung nach GUM | 15 |
| 2.2 | Modellierung der Komponenten | 17 |
| 2.2.1 | Verdichter | 18 |
| 2.2.2 | Verdampfer | 21 |
| 2.2.3 | Gaskühler | 23 |
| 2.2.4 | Expansionsventil | 25 |
| 2.3 | Modellierung der gesamten Kälteanlage | 26 |
| 2.4 | Definition des Referenzsystems | 28 |
| 2.4.1 | Bewertungsgrößen für den Teillastbetrieb von Kälteanlagen | 28 |
| 2.4.2 | Festlegung der Überhitzung | 30 |
| 2.4.3 | Optimaler Hochdruck | 30 |
| 3 | Ejektor | 34 |
| 3.1 | Kennlinienmodell eines Ejektors | 38 |
| 3.2 | Parameterlineares Kennlinienmodell eines Ejektors | 39 |
| 3.3 | Ejektorgeometrien und das parameterlineare Kennlinienmodell für Ejektoren | 47 |
| 3.4 | Neue Option der Parametrierung von Ejektor-Kennlinienmodellen | 59 |

| | |
|--|-----|
| 4 Industrielle CO₂-Kälteanlage mit Ejektor | 64 |
| 4.1 Vorstellung des Ventilmodus und des Ejektormodus | 64 |
| 4.2 Auswahlmethodik Ejektorkennlinie und Treibdüsengröße | 68 |
| 4.3 Zusammenstellungen der parallelen Ejektoren | 72 |
| 4.4 Grenzen des Einsatzes eines Ejektors | 87 |
| 5 Bewertung der Untersuchungen | 89 |
| 5.1 Zusammenstellungen der Ejektoren | 89 |
| 5.2 Sensitivität des JEV bzgl. der Ejektoreffizienz | 92 |
| 6 Vergleich Konzept Flash-Gas-Abscheidung und Ejektor | 95 |
| 7 Zusammenfassung und Ausblick | 99 |
| A Symbolverzeichnis | 102 |
| B Anhang | 104 |
| B.1 Definitionen zu Kältemitteln | 104 |
| B.2 Umweltabkommen | 105 |
| B.3 Auswirkungen von synthetischen Kältemitteln auf die Umwelt | 110 |
| B.4 Messunsicherheitsanalyse nach GUM | 112 |
| B.5 Ejektoren | 114 |
| B.6 Leistungszahl über Treibdüsenfläche | 124 |
| B.7 Parametrierung Wärmeübertrager | 128 |
| C Literatur | 129 |

1 Einleitung

1.1 Hintergrund und Stand der Wissenschaft

1.1.1 Kältemittel - Qual der Wahl

Zur Zeit des Verfassens dieser Arbeit vollzieht sich ein Wandel in den verwendeten und verwendbaren Kältemitteln für viele Anlagen mit Kaldampfprozessen. Entwickler von Kälteanlagen und die Betreiber stehen bei der Wahl des Kältemittels vor besonderen Herausforderungen, da neben den technischen Eigenschaften immer mehr regulatorische Einschränkungen bei der Wahl des Kältemittels berücksichtigt werden müssen. Übersichten über Kältemittel und Einschätzungen über zukünftige Entwicklungen sind unter anderem bei Ciconkov [1] und Kuijpers [2] zu finden. Calm [3] stellt eine übersichtliche Zusammenfassung der historischen Beweggründe für die Wahl der Kältemittel in der jeweiligen Zeit zur Verfügung. Des Weiteren liefert er eine Einschätzung von zukünftigen Entwicklungen der Kältemittel. Nach Calm [3], der die Historie der Kältemittel wie folgt gliedert, befinden wir uns heute in der Phase der 4. Kältemittel-Generation.

| | | |
|----------------|---|---------------|
| 1. Generation: | Anfänge der Kältetechnik, Ether, Ammoniak | 1830er-1930er |
| 2. Generation: | FCKW z. B. R12, R22 | 1931-1990er |
| 3. Generation: | HFKW z. B. R-134a, R-410A | 1990er-2010er |
| 4. Generation: | nat. Kältemittel z. B. CO ₂ , Low-GWP z. B. R-32, HFO z. B. R-1234yf | 2012-heute |

Die Wahl eines Kältemittels hängt heute maßgeblich von den umweltpolitischen Randbedingungen ab. Um schädliche Auswirkungen von Kältemitteln auf die Umwelt zu adressieren, wurden verschiedene Umweltabkommen entwickelt und von vielen Nationen unterzeichnet. Im Jahr 1987 beschließt die Staatengemeinschaft im *Montreal-Protokoll* das Verbot von FCKW und HFCKW zum Schutz der Ozonschicht, siehe B.2. Mit dem im Montreal-Protokoll beschriebenen Phase-Out-Verfahren wird der schrittweise Verbot der Nutzung von ozonschädigenden Substanzen, darunter auch HFCKW- (engl. HCFC-) Kältemitteln bezeichnet. Das 1997 verabschiedete *Kyoto Protokoll* zielt auf die Reduzierung der Treibhausgas-Emissionen. Viele Entwicklungsländer bleiben dort jedoch ohne jegliche Verpflichtungen, die HFCKW Kältemittel zu reduzieren (siehe Kuijpers [2]). Am 15.10.2016 beschließt die Staatengemeinschaft in Kigali, Ruanda, mit dem *Kigali Abkommen* eine Ergänzung zum Montreal-Protokoll. Beschlossen wird die Einbeziehung von HFCKW Kälte-

mitteln in das Protokoll, womit die Verfügbarkeit dieser Kältemittel auf dem Markt reduziert werden soll. Die *Europäische F-Gas-Verordnung* (F-Gas-V) gilt seit dem 1.1.2015 und sie soll schrittweise die Verkaufsmengen von teilhalogenierten Fluorkohlenwasserstoffen (HFKW) begrenzen. Bis 2030 soll diese Verkaufsmenge bis zu einem Fünftel der Verkaufsmenge aus dem Jahre 2009-2012 begrenzt werden, siehe Abb. 1.1. Es werden diverse Verwendungs- und Inverkehrbringungsverbote für Fluorkohlenwasserstoffe definiert.

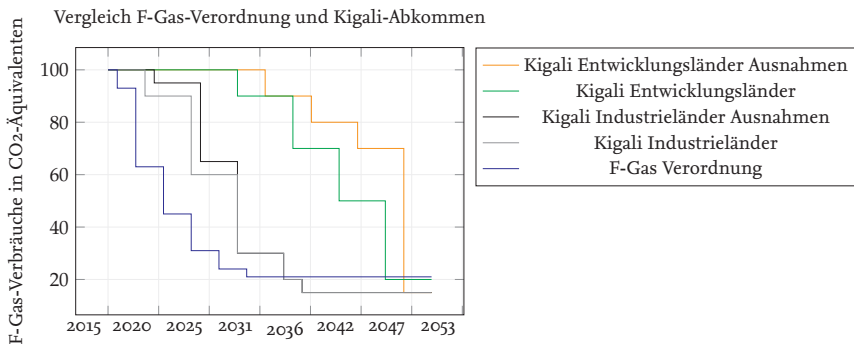


Abbildung 1.1: Reduktion von Kältemittel in CO₂-Äquivalenten in der F-Gas-Verordnung und dem Kigali-Abkommen. In der F-Gas-Verordnung beziehen sich Reduktionen auf die durchschnittliche im Verkehr befindliche Menge an HFKW-Kältemitteln im Zeitraum 2009-2012. Auch im Kigali-Abkommen werden die Reduktionen in CO₂-Äquivalenten ausgedrückt. Deren Basiswerte von Produktion und Verbrauch von HFKW unterscheiden sich jedoch bei den sogenannten Artikel 5- und nicht-Artikel 5-Staaten und den Ausnahmen.

In der Folge der Reduktion der Verkaufsmenge von HFKW-Kältemittel erhöht sich heute schon der Preis für diese Kältemittel. In Anbetracht der langen Laufzeiten von industriellen Kälteanlagen ist die Wahl des Kältemittels entscheidend für die langfristige Wirtschaftlichkeit des Betriebs der Kälteanlage. Betriebskosten durch das Nachfüllen von Kältemittel werden immer höher.

Aktuelle Kältemittel in der Diskussion

Kältemittel der folgenden Kältemittelgruppen der 4. Generation sind heutzutage in der Diskussion, um als Alternative zu den bisher genutzten Kältemitteln eingesetzt zu werden.

Low-GWP-Kältemittel Die Gruppe der low-GWP-Kältemittel beschreibt nach Calm [3] Kältemittel mit einem GWP < 150. Die Definition der Grenze von low-GWP-Kältemittel wurde Kuipers [2] zufolge nach qualitativen und nicht-technischen Kriterien getroffen. Eine Grenze von 150 sei durch die EU so gewählt worden, um das Kältemittel R-152a als Option für ein mögliches Ersatz-Kältemittel in mobilen Klimageräten offen zu halten.

HFO-Kältemittel Als HFO-Kältemittel werden Kältemittel mit einer Doppelbindung zwischen zwei Kohlenstoffatomen bezeichnet. Moleküle mit einer Doppelbindung werden in der Chemie Olefine genannt. Die HFO-Kältemittel sind stabil in Kälteanlagen, besitzen auf Grund ihrer Doppelbindung eine sehr kurze Lebensdauer in der Atmosphäre, wegen der dort vorhandenen OH-Ionen. Somit ergeben sich gute GWP-Werte und vernachlässigbare ODP-Werte. Viele HFO-Kältemittel sind auf Grund ihrer hohen Reaktivität brennbar. In der Diskussion befindet sich die Bezeichnung von Kältemittel der HFO-Gruppe. Es gibt Bestrebungen, präferiert von der Chemieindustrie, diese Kältemittel durch ein vorangestelltes HFO zu benennen, so z. B. HFO-1234yf. Diese Bezeichnung widerspricht jedoch der üblichen Praxis, die Kältemittel mit ASHRAE Nummer, mit einem vorangestellten R zu bezeichnen, z. B. R-1234yf. Ebenso wird diskutiert, ob HFO-Kältemittel eine neue Gruppe darstellen, oder ob diese unter die HFKW (oder engl. HFC) Kältemittel einsortiert werden sollten. Hydrofluorolefine sind im Grunde auch teilhalogenierte Fluorkohlenwasserstoffe (HFKW), welche ungesättigt sind und eine Doppelbindung besitzen. Solche Verbindungen werden in der Chemie auch Olefine genannt (IIR [4]). Der Zusatz teilhalogeniert stellt jedoch in der Praxis keine weitere Information über die Struktur oder Eigenschaft des Moleküls zur Verfügung, vor allem da alle heute eingesetzten Kältemittel nicht vollhalogeniert sind. Weiterhin werden ökologische Folgen von Kältemitteln diskutiert und untersucht. So z. B. werden die Folgen des Zerfallsprodukts Trifluoressigsäure (TFA, engl. Trifluoroacetic acid) auf die Hydrosphäre kritisch betrachtet. HFKW und HFO Kältemittel zerfallen zu einem gewissen Grad zu dem Edukt TFA, welches sich unter Anderem in stehenden Gewässern akkumuliert. Siehe dazu Anhang B.3. Das Kältemittel R-1234ze(E) wurde des Weiteren bei Messungen auf dem Jungfrauojoch in der Schweiz nachgewiesen, siehe Vollmer, et al. [5].

Natürliche Kältemittel Zu den typischen Vertretern der natürlichen Kältemittel gehören CO₂ (R-744), Ammoniak (R-717), Propan (R-290), Butan (R-600), Isobutan (R-600a) und Propen (R-1270). Die natürlichen Kältemittel erfahren aktuell ein großes Interesse in den unterschiedlichen Branchen, in welchen Kältemittel verwendet werden. Gemeinsamkeiten sind der günstige Preis und die einfache Herstellbarkeit. Jedoch verhinderten die Brennbarkeit der Kohlenwasserstoffe, die Toxizität von Ammoniak und die hohen Drucklagen von CO₂ bisher die großflächige Verbreitung der natürlichen Kältemittel. Bis auf R-744 sind alle diese Kältemittel brennbar, wobei Ammoniak als bedingt brennbar und schwer entzündlich gilt. Ammoniak ist eines der ältesten Kältemittel und Kälteanlagen mit Ammoniak gelten auch heute, z. B. in mehrstufigen Kombinationen mit einer CO₂ Kälteanlagen zu den energieeffizientesten Kälteanlagen. Das Kältemittel R-744 ist in manchen Branchen etabliert, wie z. B. in der Supermarkt-Kälte. In anderen Branchen ist es zurzeit in Kleinserien Erprobung, wie z. B. in der Automobil-Branche. Die Kohlenwasserstoffe Propan, Butan, Isobutan und Propen konnten sich bislang in bestimmten Branchen durch-

setzen, z. B. in Haushaltsgeräten, wo Normen (DIN EN 60335-2-89:2018-10 [6]) bislang nur geringe Kältemittelfüllmengen zulassen. Zu den Kohlenwasserstoffen und deren Einsatz wurde eine umfangreiche Studie vom Umwelt Bundesamt (Heubes, et al. [7]) durchgeführt. Dort werden unter anderem die Normen diskutiert, welche derzeit die maximalen Kältemittelfüllmengen von Kohlenwasserstoffen begrenzen und es werden Vorschläge zu notwendigen Veränderungen in den Normen gegeben, um einen breiteren Einsatz von Kohlenwasserstoffen als Kältemittel zu ermöglichen. Unabhängig davon werden in den USA Untersuchungen über Feuergefahr von Propan als Beispiel für A3 Kältemittel durch die National Fire Protection Association durchgeführt, um eine eventuelle Erhöhung der Füllmengen zu ermöglichen (siehe Garry [8] und National Fire Protection Association [9]). Bei den natürlichen Kältemitteln hat sich in den letzten Jahren CO₂ als Kältemittel für stationäre Kälteanlagen etabliert. Auch in dieser Arbeit wird der Fokus auf Kälteanlagen mit CO₂ als Kältemittel gelegt. Daher wird im folgenden Abschnitt ein Überblick über den Einsatz von CO₂ in Kälteanlagen gegeben.

1.1.2 Einsatz von industriellen Kälteanlagen mit CO₂ als Kältemittel

Kälteanlagen und Wärmepumpen mit CO₂ als Kältemittel kommen in verschiedenen Anwendungsgebieten zum Einsatz. Anfängen von Wärmepumpen [10] und Klimaanlage für Gebäude [11] und Wärmepumpenwäschetrocknern [12] über neuerdings in Serie hergestellte mobile Kfz-Klimageräte [13], Bus- und Transportkälteanlagen [14] bis hin zu gekühlten Getränkeautomaten [15, 16] wird CO₂ als Kältemittel eingesetzt. Im Bereich der Supermarktkälte hat sich CO₂ sogar schon als Stand der Technik (siehe [10], [17]) etabliert. Hier wird nun auf aktuelle Literatur zu Supermarktkälteanlagen verwiesen und auf die Unterschiede zu der in dieser Arbeit vorliegenden industriellen Kälteanlage eingegangen.

Anwendungsgebiet CO₂-Supermarktkälteanlagen In Supermarktkälteanlagen wird die Kälteleistung üblicherweise auf zwei Temperaturniveaus benötigt, zum einen für die Normalkühlung von verderblichen Lebensmitteln, zum anderen für die Tiefkühlung von gefrorenen Lebensmitteln. Daher ist eine zweistufige Verdichtung hier sinnvoll und wird in viele Fällen angewendet. Unter den Verbesserungsmöglichkeiten der CO₂-Supermarktkälteanlagen befinden sich beispielsweise Booster-Verdichter, Flash-Gas Tanks, interne Wärmeübertrager, Expander, mechanische Unterkühler, Parallelverdichter (Economiser System) und Parallelverdichtern mit Ejektor. Verschiedene Autoren stellen CO₂-Kälteanlagen für Supermärkte vor und beschreiben Verbesserungsmöglichkeiten, wie z. B. Hafner et al. [17], Göller [18], [19], Gullo et al. [20]. Nach Hafner et al. [17] werden Supermarktkälteanlagen mit Economiser System zum Standard in Europa, da die Energieeffizienz und Leistung exzellent seien.

Anwendungsgebiet industrielle CO₂-Kälteanlagen Der Einsatzbereich von Kälteanlagen in der Industrie ist groß. Beispiele für den Einsatz von CO₂ als Kältemittel im Bereich der industriellen Kältetechnik gibt es immer mehr. Darunter ist z. B. die Abwärmenutzung [21]. Auch bei Schlittschuhbahnen (Rogstam [22]) werden CO₂-Kälteanlagen genutzt. Die weltweit erste transkritische CO₂-Kälteanlage für Schlittschuhbahnen wurde 2010 in Kanada errichtet. In Europa wurde die erste 2014 in Gimo, Schweden, eingebaut. Nach Skacanova [11] konnten in den ersten 6 Monaten des Betriebs der transkritischen CO₂-Kälteanlage der Schlittschuhbahn ca. 60 % der Energiekosten eingespart werden. Zudem wird CO₂ schon länger in Kombination mit Ammoniak in Kaskaden-Kälteanlagen verwendet (siehe z. B. Taylor [23], Maratou et al. [24]). Auch für die industrielle Trocknung von Druckluft werden CO₂-Kälteanlagen eingesetzt, wie in der Pressemitteilung von der Hafner-Muschler GmbH [25] zu lesen ist.

Im Allgemeinen, nicht nur auf CO₂ als Kältemittel bezogen, können Kälteanlagen zentral oder dezentral aufgestellt werden, wobei bei der dezentralen Aufstellungsweise häufig technisch einfache Lösungen im Vergleich zu zentralen Kälteanlagen verwendet werden, siehe IKET [26]. Die Gründe für den Einsatz von mehreren dezentralen Kälteanlagen liegen zumeist in der Redundanz um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten und auch in der Notwendigkeit der Verteilung der Kälte in den industriellen Produktionsanlagen oder Werken. Zahlreiche ausgeführte Beispiele für die Verwendung von mehreren parallel eingesetzten dezentralen Kälteanlagen im industriellen Bereich sind in der Sonderausgabe Großkältetechnik des Fachmagazins KKA - Kälte Klima Aktuell [27] zu finden.

Auch industrielle CO₂-Kälteanlagen werden zu einem großen Teil der Zeit in Teillast betrieben, was z. B. bei der Kennzahl ESEER [28] deutlich wird, welche u. a. für Kaltwassersätze angewendet wird. Bei dieser Kennzahl wird die Auftrittshäufigkeit von den Teillasten 25 %, 50 %, 75 % und 100 % in Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen beschrieben. Um typische Auftrittshäufigkeiten der Lastfälle in einem typischen Jahr abzubilden, geht die Volllast von 100 % mit einem Gewichtungsfaktor von 3 % in die Berechnung ein, von 75 % Teillast mit 33 %, 50 % Teillast mit 41 % und 25 % Teillast mit 23 %. Mit diesen Gewichtungsfaktoren wird die große Anzahl von Teillaststunden im Jahr deutlich. Für industrielle CO₂-Kälteanlagen mit einem hohen Teillastanteil ist eine geringere Anzahl an Veröffentlichungen zu Verbesserungsmöglichkeiten vorhanden, als z. B. bei Supermarktkälteanlagen mit CO₂ als Kältemittel zu finden sind. Bei CO₂-Supermarktkälteanlagen sind Ejektoren mittlerweile Stand der Technik. Bei industriellen CO₂-Kälteanlagen sind Ejektoren noch nicht Stand der Technik, wobei diese auch bei einem hohen Teillastanteil die Energieeffizienz steigern können.

1.1.3 Einsatz von Ejektoren in CO₂-Kälteanlagen und deren Regelung

Ejektoren werden in einer Vielzahl von Bereichen eingesetzt, wie z. B. Hafner und Banaśiak [29], Besagni et al. [30] oder Elbel und Lawrence [31] darstellen. Während bei transkritischen CO₂-Kälteanlagen eine Regelung der Leistung durch die Verdichterdrehzahl und des Hochdrucks über ein Ventil hinter dem Gaskühler erfolgen kann (siehe Nöding et al. [32] und Nöding [33]), stellt sich bei einer Kälteanlage mit einem nicht-regelbaren Ejektor, der das Hochdruckventil ersetzt, ein Hochdruck auf Grund des konstanten Querschnitts der Treibdüse des Ejektors ein. Der Hochdruck kann nicht mehr unabhängig von der Drehzahl des Verdichters verändert werden.

Regelung von Ejektorkreisläufen mit regelbaren Ejektoren Eine Möglichkeit, den Hochdruck unabhängig von der Leistung einzustellen, ist die Verwendung eines regelbaren Ejektors. Unter regelbare Ejektoren versteht man Ejektoren, bei denen durch interne Aktoren der Massenstrom der Treibdüse verändert werden kann. Es ist jedoch in unterschiedlichen Arbeiten ersichtlich, dass regelbare Ejektoren nur einen kleinen Regelbereich bezüglich der Leistung, bzw. einen starken Abfall der Ejektoreffizienz aufweisen. Verschiedene Autoren belegen, dass bei der Regelung des Treibmassenstroms mittels einer Nadel in der Treibdüse die Ejektoreffizienz abnimmt, wenn der Treibdüsendurchmesser durch die Nadel verengt wird. Darunter sind Smolka et al. [34], Schröder et al. [35], Lawrence und Elbel [36] und Liu et al. [37].

Im Bereich der Supermarktkälteanlagen werden regelbare Ejektoren eingesetzt. Hafner et al. [17] beschreiben und simulieren zwar eine Supermarktkälteanlage, in welcher der Ejektor den Hochdruck durch einen veränderten Treibdüsenquerschnitt ändert, sie beschreiben jedoch nicht die technische Umsetzung des Ansatzes. Malimpensa [38] präsentiert eine CO₂ Supermarktkälteanlage mit Parallelverdichter, Niederdruck- und Mitteldruckverdampfern mit einem regelbaren Ejektor. Der Ejektor wird als Ersatz für das Hochdruckventil direkt hinter dem Gaskühler und vor dem Mitteldrucksammler eingesetzt und kann als Ejektor oder Hochdruckventil dienen.

Eine weitere Möglichkeit den Treibmassenstrom des Ejektors zu beeinflussen, ist der Einsatz von Wirbeln in der Treibdüse. Bodys et al. [39] nutzen einstellbare Wirbel am Eintritt der Saug- und Treibdüse, um die eintretenden Massenströme in den Ejektor zu variieren. Den Ergebnissen entsprechend lässt sich nur bei geringen Treibdüsen Eintrittsdrücken eine Verbesserung der Ejektoreffizienz gegenüber einen nicht regelbaren Ejektor beobachten, wobei der Wirbel sich hier am Eintritt der Treibdüse befinden sollte. Auch Zhu und Elbel [40] nutzen für die Regelung eines Ejektors für das Kältemittel R-134a einen einstellbaren Wirbel, um den Treibstrom zu beeinflussen. Die experimentellen Daten zeigen, dass eine Reduktion des Treibmassenstroms von 36 % erreicht werden kann.

Einsatz von parallelen Ejektoren Eine andere Möglichkeit ist der Einsatz von parallel verschalteten Ejektoren, welche je nach erforderlicher Leistung oder Hochdruck ein- oder abgeschaltet werden. Die Ejektoren können so kombiniert werden, dass jeweils der richtige Gesamtdurchmesser gegeben ist. Um bei Ejektorkälteanlagen eine Regelung der Leistung und des Hochdrucks zu ermöglichen, werden unterschiedliche Techniken angewendet. Mehrere parallel eingesetzte Ejektoren werden im Bereich der Supermarktkältetechnik bereits erfolgreich verwendet. Schöneberger et al. [41] und Hafner et al. [42] stellen eine transkritische CO₂-Booster Supermarktkälteanlage mit zwei Temperaturniveaus und Parallelverdichter vor, bei welchem parallel verschaltete Ejektoren für das Absaugen von Flash-Gas aus einem Niederdrucksammler verwendet werden.

Auch Kriezi et al. [43] und Kriezi et al. [44] stellen den Einfluss von Randbedingungen einer Kälteanlage auf parallele Ejektoren im Einzel- und Kombibetrieb und die Entwicklung von parallelen Ejektoren vor. In Kriezi et al. [43] präsentieren die Autoren parallelen Ejektoren zur Anpassung der Leistung einer Kälteanlage, wobei sie sich auf die Kälteanlage von Hafner et al. [45] beziehen. Sie verwenden vier Ejektoren mit unterschiedlichen Größen. Haida et al. [46] stellen eine experimentelle Analyse einer Supermarktkälteanlage mit parallelen CO₂-Ejektoren vor. Der dazugehörige Prüfstand wird von Banasiak et al. [47] vorgestellt. Die Ejektoren saugen hier das CO₂ aus einem Niederdrucksammler an und verdichten es auf das Druckniveau eines Mitteldrucksammlers.

Auch für eine Wärmepumpenanwendung wird von Boccardi et al. [48] der Einsatz von parallel im Kombibetrieb betriebenen Ejektoren beschrieben. Die Autoren untersuchen eine Kälteanlage mit vier parallel betriebenen Ejektoren. Die vier Ejektoren können individuell zu- und abgeschaltet werden, sodass eine feine Abstufung der effektiven Treibdüsenquerschnittsfläche möglich ist. Es wird jedoch keine Information veröffentlicht, ob die interne Geometrie der Ejektoren gleich ist, oder ebenfalls verändert wird. In dieser Kälteanlage ist zusätzlich ein interner Sauggaswärmeübertrager installiert. Boccardi et al. [48] messen Ejektoreffizienzen von bis zu 18 %, was nach den Autoren kleiner als vergleichbare veröffentlichte Ejektoreffizienzen ist.

Prinzipiell ist also eine Regelung mit parallel betriebenen Ejektoren als Stellgliedern möglich. Jedoch ist bei Boccardi et al. [48] und in der weiteren Literatur keine Information über die mögliche Bandbreite der Lastanforderung der Kälteanlagen mit parallelen Ejektoren verfügbar, welche bei industriellen Kälteanlagen vorhanden ist.

1.1.4 Fazit der Literaturrecherche

Es lässt sich aus der Literaturrecherche folgern, dass CO₂-Kälteanlagen bei Supermarktkälteanlagen schon etabliert sind. Verschiedene Möglichkeiten sind vorhanden, um die Energieeffizienz von CO₂-Kälteanlage zu erhöhen. Darunter fallen Ejektoren, welche im Bereich der Supermärkte eine deutliche Erhöhung der Leistungszahlen erbringen und dort schon zum Stand der Technik gehören. Im Bereich der Supermarktkälte wird jedoch die Kältelast typischerweise auf zwei Temperaturniveaus gefordert. In dem Bereich liegen auch die überwiegenden Publikationen zu Ejektoren und CO₂-Kälteanlagen. Die Ergebnisse der Untersuchungen bei Supermarktkälteanlagen lassen sich jedoch nicht direkt auf industrielle Kälteanlagen übertragen. Unter industriellen Kälteanlagen werden hier Kälteanlagen verstanden, deren Kälteleistung nur auf einem Temperaturniveau und unabhängig von den Umgebungstemperaturen angefordert wird. Industrielle CO₂-Kälteanlagen werden oft in einer großen Bandbreite der Lastanforderung zwischen niedriger Teillast und Volllast betrieben, wobei die Höhe der Lastanforderung nicht zwangsweise an die Umgebungsbedingungen geknüpft ist. Dass dies auch für die hier untersuchte Kälteanlage zutrifft, wird in Kapitel 2.1 dargestellt. Diese industriellen Kälteanlagen sind mit regelbaren Verdichtern mit Frequenzumwandlern ausgestattet, um auf die Bandbreite der Lastanforderung zu reagieren. Sollen Ejektoren zur Steigerung der Leistungszahl eingesetzt werden, muss diese Lastanforderung bei der Wahl des oder der Ejektoren berücksichtigt werden. Um eine Sicherheit in der Produktion zu gewährleisten werden Kälteanlagen in der Industrie häufig redundant aufgestellt. Da so mehrere Anlagen benötigt werden, ist es sinnvoll kostengünstige Kälteanlagen anzuschaffen.

Beim Einsatzfeld der industriellen CO₂-Kälteanlagen mit einem sehr großen Anteil an Teillast und der Kältebereitstellung auf einem Temperaturniveau sind noch keine Untersuchungen bezüglich dem Einsatz von Ejektoren zur Verbesserung der Leistungszahl zu finden.

Im Bereich der Ejektoren lässt sich folgern, dass regelbare Ejektoren mit internen Aktoren keine zufriedenstellende Lösung bei der Leistungsregelung von Kälteanlagen mit einer hohen Bandbreite in der aufzubringenden Kälteleistung bieten. Der Einsatz von parallel betriebenen Ejektoren ist bezüglich der Leistungszahl der Kälteanlagen die sinnvollste Möglichkeit auf eine Variation in der Kältelast zu reagieren. Jedoch wird in der Literatur nicht beschrieben wie die Treibdüsendurchmesser der Ejektoren optimal zu der Kälteanlage und den Randbedingungen bzw. Lastanforderungen ausgewählt werden müssen.

1.2 Ziele der Arbeit

Die oben genannten offenen Fragestellungen bei industriellen CO₂-Kälteanlagen leiten zu den Zielen dieser Arbeit. Das Hauptziel dieser Arbeit ist die Analyse der erreichbaren Energieeffizienzsteigerung von industriellen CO₂-Kälteanlagen mit einem hohen Teillastanteil durch den Einsatz von Ejektoren. Dies wird am Beispiel von mehreren ausgeführten industriellen Kälteanlagen dargestellt. Wie bei einer industriellen Kälteanlage eine Energieeffizienzsteigerung erreicht werden kann, wird mit einem simulationsgestützten Verfahren zur Auswahl von parallelen Ejektoren beschrieben. Dazu wird neben einem Modell einer der Kälteanlagen ein parameterlineares Kennlinienmodell für Ejektoren genutzt, dessen Koeffizienten an Messdaten von Ejektoren angepasst werden. Da Ejektoren über enge thermodynamische Betriebsgrenzen verfügen, wird ein zum Ejektormodus alternativer Ventilmodus der Kälteanlage im Winter vorgestellt. Es werden folgende Teilziele in dieser Arbeit verfolgt:

- Experimentelle Untersuchung einer industriellen CO₂-Kälteanlage ohne Ejektoren für die Kühlung von Luft.
- Mathematische Vereinfachung eines Ejektormodells zu einem parameterlinearen Kennlinienmodell, um dessen Verwendbarkeit in der Versuchsplanung und für Optimierungsalgorithmen zu gewährleisten.
- Darstellung der Übertragbarkeit des parameterlinearen Kennlinienmodells für Ejektoren auf Ejektoren unterschiedlicher Geometrie und Größe.
- Beschreibung der simulations-gestützten Auswahl der Konfiguration von parallelen Ejektoren unter Einbeziehung eines Ventilmodus für den winterlichen Betrieb.
- Vergleich der Energieeffizienz der vorgestellten Anlagenkonzepte über ein Jahr mit den entsprechenden Umgebungsbedingungen und Teillasten.

Wissenschaftlicher Beitrag Aus den beschriebenen Zielen lassen sich die wissenschaftlichen Beiträge dieser Arbeit ableiten. Ein Beitrag ist die mathematische Überarbeitung und Parameterreduktion des genutzten Ejektormodells zu einem parameterlinearen Kennlinienmodell für Ejektoren. Mit diesem parameterlinearen Kennlinienmodell lassen sich Ejektormodelle mit Hilfe der optimalen Versuchsplanung auch mit Messdaten von Ejektoren parametrieren, die in einer Kälteanlage und nicht in einem Prüfstand vermessen wurden. Darüber hinaus wird die Anwendbarkeit des parameterlinearen Kennlinienmodells auf Ejektoren unterschiedlicher Geometrie und Größe gezeigt. Weitere Erkenntnisse liegen in der Vorgehensweise der Auswahl der Treibdüsendurchmesser der Ejektoren in

Bezug auf die Rückkühltemperatur und der Lastanforderung der Kälteanlage. Des Weiteren ist die Analyse der minimal notwendigen Anzahl der Ejektoren bei dem gegebenen Verlauf der Lastanforderung für eine Kälteanlage ein Beitrag zur Wissenschaft. Ebenso wie die Analyse der Einsatzgrenzen eines Ejektors bei industriellen CO₂-Kälteanlagen bezüglich der minimalen Teillasten.

1.3 Aufbau der Arbeit

- In Kapitel 2 wird zunächst die messtechnische Untersuchung der industriellen Kälteanlage beschrieben und die Betriebsweise analysiert. Dann wird ein Simulationsmodell der Kälteanlage vorgestellt, welches als Referenz für die Verbesserungsvorschläge dient.
- In Kapitel 3 werden die Grundlagen zur Ejektoren gelegt, es wird das parameterlineare Ejektormodell besprochen und mit Messdaten verglichen.
- In Kapitel 4 wird schließlich ein stationärer Vergleich der Kälteanlage mit verschiedenen Konzepten zur Steigerung der Leistungszahl durchgeführt und in Kapitel 4 diskutiert.
- In Kapitel 5 werden die vorher vorgestellten Konfigurationen mit Ejektoren und der Flash-Gas-Abscheidung verglichen und bewertet.
- In Kapitel 6 wird ein Vergleich einer Kälteanlage mit Flash-Gas-Abscheidung mit einer Ejektor-Kälteanlage durchgeführt.
- In Kapitel 7 werden die Ergebnisse dieser Arbeit zusammengefasst.

2 Industrielle CO₂-Kälteanlage ohne Ejektor

In diesem Kapitel wird das Teilziel der experimentellen Untersuchung einer industriellen CO₂-Kälteanlage zur Luftkühlung bearbeitet, welches dazu dient eine wissenschaftliche Vergleichsgrundlage für die weiteren Untersuchungen dieser Arbeit zu schaffen. Hierzu wird zunächst die Kälteanlage und die verwendete Messtechnik beschrieben und dann die gewonnenen Messdaten vorgestellt. Die Leistungsklasse der Kälteanlage bewegt sich um eine Kälteleistung von 100 kW.

2.1 Messtechnische Untersuchung

Die untersuchte Kälteanlage befindet sich in einem industriellen Umfeld und hat die Aufgabe Luft auf eine Temperatur um den Gefrierpunkt zu kühlen. Die Rückkühlung der Kälteanlage erfolgt über den Gaskühler an ein großes Gewässer, dessen Temperatur durch die gegebene Größe des Gewässers nicht durch den Betrieb der Kälteanlage beeinflusst wird. Die Anforderung an die Menge der zu kühlenden Luft ist volatil. Somit ist die Leistungsanforderung an die Kälteanlage variabel und unabhängig von der Tageszeit und Umgebungstemperatur. Das R&I Schema der ist in Abbildung 2.1 dargestellt.

Verdichter Um auf diese volatile Leistungsanforderung reagieren zu können, wird die Kälteanlage mit zwei parallel betriebenen sauggasgekühlten Hubkolbenverdichtern gleicher Bauart betrieben, welche mit einem Frequenzumrichter (FU) ausgestattet sind. Die Verdichter sind handelsübliche Hubkolbenverdichter, deren Produkteigenschaften in den Katalogen der Hersteller Bitzer, Dorin, Danfoss oder Bock ersichtlich sind.

Verdampfer Der Verdampfer ist als Rohrbündelwärmeübertrager ausgeführt, in welchem das CO₂ in den Rohren und die zu kühlende Luft im Mantelraum des Wärmeübertragers geleitet wird. Um eine höhere Wärmeübertragungsfläche auf der Luftseite zu schaffen, sind die Rohre mit Lamellen auf der Außenseite ausgestattet. Auf der Primärseite befindet sich das Kältemittel, auf der Sekundärseite die Luft, welche gekühlt wird. Die Lufttrittstemperatur in den Verdampfer beträgt konstant 20 °C. Der Verdampfer besteht aus einer Außenhülle, in welcher die feuchte Luft strömt und einer Vielzahl von Innenrohren, durch welche das Kältemittel geleitet wird.

Gaskühler Der Gaskühler ist ein Rohrbündelwärmeübertrager, in welchem das CO₂ im Mantelraum des Wärmeübertragers und das Rückkühlwasser in den Rohren geführt wird. Der Wasservolumenstrom wird mit dem Ziel einer wasserseitigen Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf von $\Delta T = 7 \text{ K}$ geregelt.

Hochdruckhalteventil, Sammler und Expansionsventil Um den Hochdruck der Kälteanlage einstellen zu können, ist ein elektronisches Hochdruckhalteventil hinter dem Gaskühler installiert, siehe Abbildung 2.1. Hinter dem Hochdruckhalteventil ist ein Kältemittelsammler verbaut, welcher bei den unterschiedlichen Betriebspunkten für den notwendigen Kältemittelbedarf im System sorgt. Hinter dem Sammler ist das elektronische Expansionsventil für den Verdampfer installiert.

2.1.1 Messtechnik

Für die Vermessung der Kälteanlage wurde eine umfangreiche Messtechnik installiert. Abbildung 2.1 zeigt das R&I Schema der Kälteanlage nach DIN EN 1861 mit der installierten Messtechnik. Alle Sensoren werden in einer speicherprogrammierbaren Steuerung zusammengefasst und aufgezeichnet. Die Messdaten liegen in einer 10-sekündigen zeitlichen Auflösung vor. Die Typen der Sensoren und deren Typ-B Messunsicherheiten (siehe Methode der GUM [49]) sind in Tabelle 2.2 dargestellt. Im Folgenden wird die Platzierung der Messtechnik beschrieben.

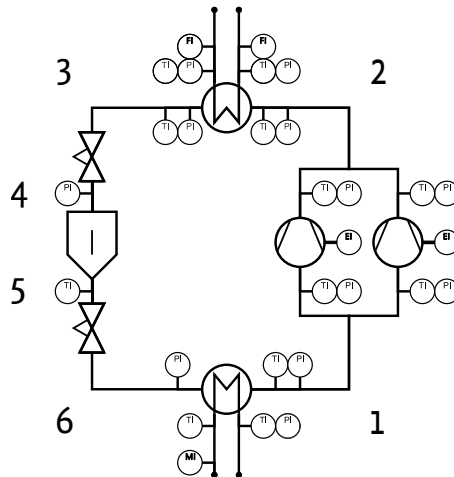


Abbildung 2.1: R&I Schema nach DIN EN 1861 der untersuchten industriellen CO₂-Kälteanlage im Ausgangszustand mit installierter Messtechnik für Temperatur (TI), Druck (PI), elektrische Leistung (EI), Volumenstrom (FI) und Feuchte-, bzw. Taupunkt (MI).

Wasserseite Auf der Wasserseite des Gaskühlers sind je ein Volumenstromsensor und zwei Temperatursensoren vor und nach dem Gaskühler installiert. Für die Berechnungen der Energiebilanz wird angenommen, dass auf der Wasserseite reines Wasser verwendet wird und dieses somit mit den Stoffdaten von reinem Wasser ausreichend genau abgebildet wird.

Luftseite Auf dem Luftpfad wird die Temperatur jeweils einmal vor und hinter dem Verdampfer gemessen. Der Volumenstrom der Luft wird mit einem kalorimetrischen Durchflussmesser hinter der Kälteanlage bestimmt. Am Austritt des Verdampfers ist ein Feuchte-, bzw. Taupunktsensor installiert. Weitere Sensoren, wie z. B. Feuchtesensoren am Eintritt des Verdampfers, sind im Luftpfad nicht installiert, was zur Folge hat, dass die Zustände der Luft vor dem Verdampfer nicht bekannt sind. Es muss am Eintritt des Verdampfers eine Annahme über die relative Feuchte, bzw. den Wassergehalt der feuchten Luft getroffen werden, welche im Laufe der Messunsicherheitsberechnung vorgestellt wird.

Kältemittel Vor und nach jeder Komponente im Kreislauf wird Druck und Temperatur gemessen. Die installierten Drucksensoren besitzen einen Messbereich von 0-160 bar, für die Temperaturmessung sind Pt100 Sensoren verbaut.

Stoffdaten Bei den Stoffdaten für das Kältemittel CO₂ handelt es sich um Stoffdaten für reines CO₂, sodass ein Ölanteil in diesen Stoffdatenberechnungen nicht berücksichtigt wird. Die Stoffdaten werden in der TILMedia Stoffdatenbibliothek [50] zur Verfügung gestellt. Die Unsicherheiten der verwendeten Stoffdatenmodelle sind in Tabelle B.2 im Anhang aufgelistet.

Elektrische Verbraucher Bei den elektrischen Verbrauchern wird die Verdichter-Leistungsmessung von dem Frequenzumrichter durchgeführt. Dieser berechnet die Wirkleistung aus dem gemessenen Phasenstrom und der bekannten Spannung. Die Messunsicherheit für die Messung der Wirkleistung beträgt laut Frequenzumrichter-Hersteller max. 5 % des Messwerts. Die Leistungsmessung der anderen elektrischen Verbraucher besitzt eine Unsicherheit von 1 % der gemessenen Werte.

2.1.2 Auswertung und Diskussion der Messungen

In diesem Abschnitt werden die gemessenen Betriebsdaten und Randbedingungen der Kälteanlage beschrieben. Das Ziel ist eine Datenbasis für die Modellvalidierung zu generieren und die Referenzanlage für den Vergleich mit einer Kälteanlage mit Ejektoren zu definieren. Die Analysen für die Verbesserungsmöglichkeiten der Kälteanlage werden in Kapitel 4 mit Hilfe stationärer Simulationen durchgeführt. Für die Validierung und Plausibilisierung des Simulationsmodells werden stationäre Betriebspunkte aus den Messdaten herangezogen. Der Kältemittelmassenstrom wird über die Massen- und Energiebilanz des Gaskühlers zu

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = \frac{\dot{Q}_{\text{GK}}}{(h_2 - h_3)} \quad (2.1)$$

berechnet, wobei die Gaskühlerleistung über die Wasserseite mit den Stoffdaten und dem Wasservolumenstrom am Eintritt des Gaskühlers berechnet wird zu

$$\dot{Q}_{\text{GK}} = \rho_{\text{ein}} \cdot \dot{V}_{\text{ein}} \cdot c_{p,\text{ein}} \cdot (T_{\text{aus}} - T_{\text{ein}}). \quad (2.2)$$

die Leistungszahl ϵ wird über die Verdichterleistung berechnet, die Leistung der Nebenaggregate wird nicht betrachtet, sodass

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_V}{P_{el,ges}}, \quad (2.3)$$

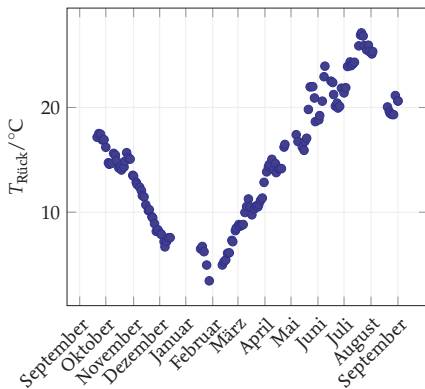
mit

$$P_{el,ges} = P_{el,1} + P_{el,2}. \quad (2.4)$$

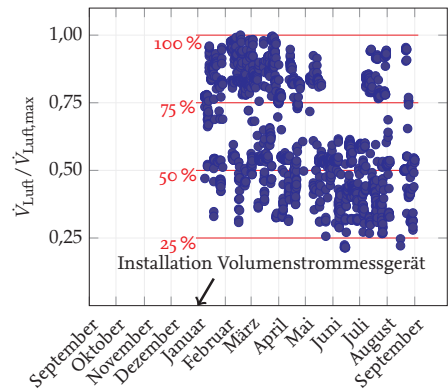
Die Leistungszahlen ϵ liegen hauptsächlich in einem Bereich von $\epsilon = 4 - 6$. Die Verdampferleistung wird unter der Vernachlässigung von Wärmeverlusten- bzw. Einträgen über die Gaskühlerleistung und die gemessene Verdichterleistung $P_{el,ges}$ berechnet zu

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_{GK} - P_{el,ges}. \quad (2.5)$$

Die Messdatenauswertung von einem Jahr wird in der Abbildung 2.2 dargestellt. Hierbei sind die wesentlichen leistungsbestimmenden Größen der Luftvolumenstrom und die Temperatur des Rückkühlwassers. Diese beiden Größen haben den größten Einfluss auf die zu erbringende Leistung der Kälteanlage und geben einen Ausblick auf die Volatilität der Leistungsanforderung. Die Temperatur des Rückkühlwassers über das Jahr, Abbildung 2.2a, wird durch die Umgebungslufttemperatur bestimmt und folgt den Umgebungslufttemperatur mit einem Maximalwert von ca. 27,5 °C und einem Minimalwert von ca. 3 °C. Der Luftvolumenstrom, welcher in Abbildung 2.2b dargestellt ist, variiert stark über den Tag und korreliert nicht mit der Jahreszeit. Die Kälteleistungszahl der Kälteanlage ist in Abbildung 2.3a dargestellt. Abbildung 2.3b zeigt die summierte Verdichterleistung, welche keinen direkten Zusammenhang mit der Temperatur des Rückkühlwassers aufweist.



(a) Temperatur Rückkühlwasser



(b) Luftvolumenstrom

Abbildung 2.2: Die leistungsbestimmenden Größen für die Kälteanlage sind im Wesentlichen die Eintrittstemperatur des Rückkühlwassers, sowie der zu entfeuchtende Luftvolumenstrom.

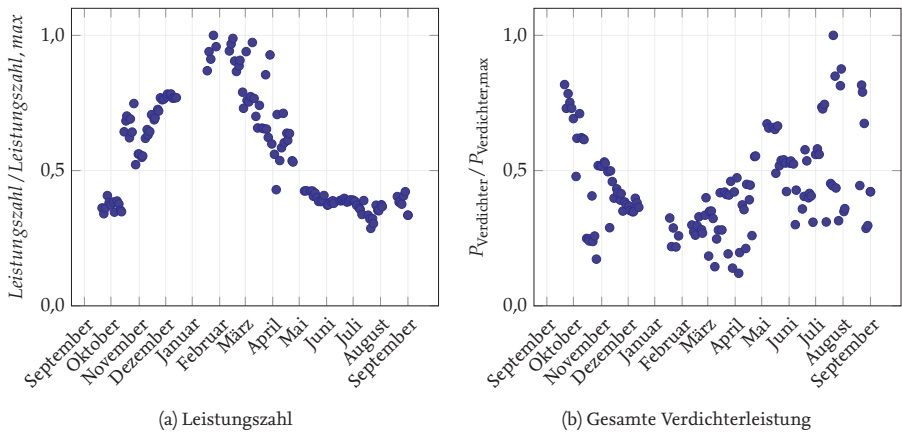


Abbildung 2.3: Aus Messdaten berechnete Leistungszahl und gesamte Verdichterleistung über den Messhorizont von einem Jahr.

Die mittleren monatlichen Temperaturen des Rückkühlwassers lassen sich wie in Tabelle 2.1 darstellen. Diese werden für die späteren Systemsimulationen als Randbedingungen verwendet.

Tabelle 2.1: Eintrittstemperatur des Rückkühlwassers in den Gaskühler für die Monate des Jahres.

| Monat | Jan | Feb | Mär | Apr | Mai | Jun | Jul | Aug | Sep | Okt | Nov | Dez |
|-----------------|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| Temperatur [°C] | 6,4 | 6,2 | 10,1 | 14,5 | 18,4 | 21,1 | 24,8 | 21,3 | 17,9 | 14,8 | 10,4 | 7,5 |

Der Verlauf der Temperaturen im Gewässer über das Jahr ist vergleichbar mit den Temperaturen großer Gewässer wie z. B. die Elbe, deren Temperaturverläufe für diverse Messstationen u.a. bei der FGG Elbe [51] abrufbar sind. Der Einfluss der variierenden Rückkühltemperatur über das Jahr ist auf thermodynamische Kreisprozesse beträchtlich. Nach einer mündlichen Mitteilung von Herrn Prof. Köhler [52] liegt bei einem Kernkraftwerk von 1500 MW, welches durch ein Gewässer mit einem typischen Temperaturverlauf gekühlt wird, die Mehrleistung durch eine niedrigere Rückkühltemperatur im Winter bei ca. 40 MW.

2.1.3 Messunsicherheitsberechnung nach GUM

Der Kältemittelmassenstrom wird über die Energiebilanz des Gaskühlers berechnet. Die Messunsicherheiten der einzelnen Sensoren des Gaskühlers addieren sich zur gesamten Messunsicherheit in der Berechnung des Kältemittelmassenstroms und der nachfolgenden Größen wie der Verdampferleistung. Im folgenden Abschnitt werden die Messunsicherheiten der für die Beschreibung der Kälteanlage notwendigen Größen beschrieben.

Die Messunsicherheitsanalyse wird anhand der stationären Messdaten eines repräsentativen Betriebspunktes durchgeführt. Für die relative Feuchte der Luft am Austritt des Verdampfers wird angenommen, dass die Luft gerade gesättigt ist. Es wird nach der Methode der GUM (siehe [49]) verfahren. Die Details zur Berechnung sind im Anhang B.4 zu finden. Aus den angegebenen Ungenauigkeiten der verwendeten Sensoren, welche in der Tabelle 2.2 angegeben sind, können die Messunsicherheiten der abgeleiteten Größen bestimmt werden. Für die Auswertung der Fehler der abgeleiteten Größen, wie der Kältemittelmassestrom oder Wärmeströme, wird eine Berechnung der kombinierten Messunsicherheit durchgeführt.

Tabelle 2.2: Messbereiche und Messunsicherheit der verwendeten Sensoren

| Sensor | Messbereich | Messunsicherheit |
|--|--|--|
| Temperatur T_{Luft} | $-40\text{-}150\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $\pm 0,15\text{ }^{\circ}\text{C} + 0,002 \cdot T$ |
| Temperatur $T_{\text{Kältemittel}}$ | $-50\text{-}200\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $\pm 0,15\text{ }^{\circ}\text{C} + 0,002 \cdot T$ |
| Temperatur T_{Wasser} | $-50\text{-}200\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $\pm 0,15\text{ }^{\circ}\text{C} + 0,002 \cdot T$ |
| Druck $p_{\text{Kältemittel}}$ | $0\text{-}160\text{ bar}$ | $\pm 1,6\text{ bar}$ |
| Volumenstrom \dot{V}_{Luft} | | $\pm 5\text{ }\%$ (angenommen) |
| Volumenstrom $\dot{V}_{\text{Wasser, Sensor}}$ | | $0,2\text{ }\% \pm 2,5\text{ mm/s}$ |
| Volumenstrom $\dot{V}_{\text{Wasser, Messumformer}}$ | | $0,4\text{ }\% \pm 2,5\text{ mm/s}$ |
| Leistung $P_{\text{el, FU}}$ | | $\pm 5\text{ }\%$ |

Bezogen auf den jeweiligen Messwert ergeben sich für die abgeleiteten Größen die Messungenauigkeiten in der Tabelle 2.3.

Tabelle 2.3: Berechnete kombinierte Messunsicherheiten der abgeleiteten Größen

| Größe | relative erweiterte Messunsicherheit ($U/ y $) in % |
|--|---|
| Kältemittelmassenstrom \dot{m} | 3,7 |
| Verdampferleistung \dot{Q}_{VD} | 4,4 |
| Gaskühlerleistung \dot{Q}_{GK} | 3,3 |
| Verdichterleistung $P_{\text{el, V}}$ | 9,6 |
| Leistungszahl ϵ | 10,6 |

2.2 Modellierung der Komponenten

Dieser Abschnitt beschreibt die (Teil-)Modelle der industriellen Kälteanlage und bildet somit die Grundlage für die Teilziele drei und vier. Es wird zunächst auf die grundsätzliche Vorgehensweise bei der Modellierung von Komponenten und Systemen eingegangen, folglich zuerst auf die verwendete Software und Bibliotheken. Des Weiteren werden die verwendeten Komponenten und deren Modellierung vorgestellt, bevor schließlich das Kreislaufmodell der Kälteanlage erläutert wird. Generell kann die Vorgehensweise bei der Modellbildung durch eine Grafik in Abbildung 2.4 aus Calavante [53] dargestellt werden. Zunächst erfolgt die Modellierung der Komponenten, es folgt eine physikalische Verifizierung und, wenn möglich, eine Validierung mit Hilfe von Messdaten. Die Modelle können selbst erstellt werden, oder aus einer Modellbibliothek entnommen werden.

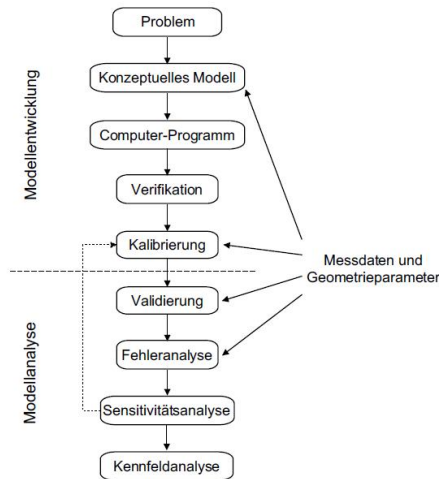


Abbildung 2.4: Verifizierung, Kalibrierung, Validierung aus: [53]

In dieser Arbeit wird zum großen Teil auf vorhandene Modelle aus der Komponentenbibliothek TIL Suite, siehe [54] und [55], zurückgegriffen. Diese Komponentenbibliothek beinhaltet Modelle für die stationäre und transiente Modellierung von thermischen Systemen von der Wärmepumpe bis zur Fahrzeugklimaanlage. Die Implementierung der Energie- und Massenbilanzen der Modelle in der TIL Suite wird von Varchmin [56] beschrieben. Für die nötigen Stoffdaten des Kältemittels, der feuchten Luft und des Wassers wird die Stoffdatenbank TILMedia [50] verwendet. Die Modellierung und Simulation wird in der Modellierungs- und Simulationssprache Modelica durchgeführt, welche

Um den physikalischen Eigenschaften eines Hubkolbenverdichters Rechnung zu tragen, werden von Gräber die folgenden Ergänzungen durchgeführt. Durch das Schadvolumen oder Totvolumen V_{Tot} in einem Hubkolbenverdichter kommt es zu sogenannten Rückexpansionsverlusten (oder Reexpansionsverlusten). Das im Schadvolumen befindliche Gas expandiert nach dem Ausschieben des Kältemittels wieder auf Saugdruckniveau und verringert das zur Verfügung stehende Ansaugvolumen, bzw. verringert den resultierenden Gesamtmassenstrom. Das Totvolumen wird relativ zum Hubvolumen durch den Parameter r_{Tot} berücksichtigt. Die Reexpansionsverluste werden in dem Modell über einen Reexpansionsmassenstrom von der Druckkammer in die Saugkammer berücksichtigt:

$$\dot{m}_{\text{reex}} = (r_{\text{Tot}} + f(\omega, t_{\text{Verz}})) \cdot V_{\text{Hub}} \cdot n \cdot \rho_{\text{Druck, isen}} \quad (2.6)$$

mit

$$f(\omega, t_{\text{Verz}}) = \frac{1 - \cos(\omega \cdot t_{\text{Verz}})}{2} \quad (2.7)$$

wobei t_{Verz} die Verzögerung beim Schließen des Hochdruckventils darstellt. Die vom reexpandierenden Kältemittel am Kolben geleistete Arbeit wird wie folgt berücksichtigt:

$$P_{\text{reex}} = -\dot{m}_{\text{reex}} \cdot (h_{\text{Druck, isen}} - h_{\text{Saug}}). \quad (2.8)$$

Die Reibleistung des Verdichters und des Elektromotors P_{Reib} wird gemeinsam über einen linearen und einen quadratischen Verlustanteil mit den Koeffizienten $k_{\text{Reib, lin}}$ und $k_{\text{Reib, quad}}$ abhängig von der Drehzahl n beschreiben:

$$P_{\text{Reib}} = k_{\text{Reib, lin}} \cdot n + k_{\text{Reib, quad}} \cdot n^2. \quad (2.9)$$

Somit ergibt sich die Antriebsleistung zu

$$P_{\text{Antrieb}} = P_{\text{isentrop}} + P_{\text{Reib}} + P_{\text{reex}} \quad (2.10)$$

mit

$$P_{\text{isentrop}} = \dot{m}_{\text{Saug}} \cdot (h_{\text{Druck, isen}} - h_{\text{Saug}}). \quad (2.11)$$

Die nun folgenden Erweiterungen wurden in dieser Arbeit durchgeführt. Da keine Informationen über den Wirkungsgrad des Elektromotors vorliegen, bildet hier der Verlustterm P_{Reib} die Reibungsverluste im Verdichter und im Elektromotor ab. Da bei einem sauggasgeköhlten Verdichters die Abwärme des Elektromotors an die Saugkammer übertragen wird, wird ein Teil der Reibleistung über den Parameter w_{Saug} an die Saugkammer übertragen. Der Rest der Reibleistung wird zur Druckkammer addiert:

$$\dot{Q}_{\text{Saug}} = w_{\text{Saug}} \cdot P_{\text{Reib}} \quad (2.12)$$

$$\dot{Q}_{\text{Druck}} = (1 - w_{\text{Saug}}) \cdot P_{\text{Reib}} \quad (2.13)$$

Wärmeverluste an die Umgebung werden in dem hier verwendeten Modell vernachlässigt.

Parameterschätzung und Ergebnisse Das Verdichtermodell besitzt neun Parameter, welche die Messdaten des Verdichters angepasst werden. Diese Parameter sind: Hubvolumen V_{Hub} , Saugventilfläche A_{Saug} , Druckventilfläche A_{Druck} , Leckagefläche A_{Leck} , relatives Totvolumen $r_{V,\text{Tot}}$, Ventilspätschluss-Zeitkonstante t_{Verz} , linearer Reibungskoeffizient $k_{\text{Reib,lin}}$, quadratischer Reibungskoeffizient $k_{\text{Reib,quad}}$ und Aufteilungsfaktor der Reibungsverluste auf die Saugkammer w_{Saug} . Für die Anpassung werden die vorhandenen Messdaten herangezogen, wobei ein Levenberg-Marquardt-Algorithmus (siehe [58], [59]) verwendet wird. Mit dem Parameterschätzer werden die Parameter mit einem Optimierungsverfahren so an die Messdaten angepasst, dass das Residuum der Zielgrößen minimiert wird. Als Zielgrößen werden beim Verdichtermodell der Kältemittelmassenstrom und die elektrische Leistungsaufnahme verwendet. Im Folgenden werden die Ergebnisse der Parameterschätzung diskutiert. In der Abbildung 2.6 ist das Residuum der Parameterschätzung über den gemessenen Größe aufgetragen. Die relative erweiterte Messunsicherheit des Kältemittelmassenstroms wird in Kapitel 2.1.3 mit 3,72 % berechnet, die der Verdichterleistung mit 9,59 %. Diese relativen erweiterten Messunsicherheiten sind als grauer Bereich in den Diagrammen dargestellt. Es ist darauf hinzuweisen, dass die Leistungsaufnahme direkt an den Verdichtern gemessen worden ist und der Kältemittelmassenstrom, wie in Kapitel 2 gezeigt, indirekt berechnet werden muss. Insgesamt liegt jedoch der Großteil der Betriebspunkte innerhalb der Messgenauigkeit der Zielgrößen.

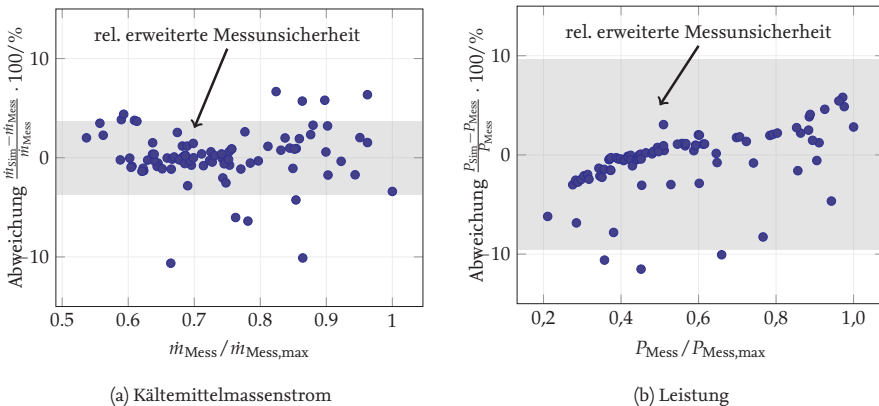


Abbildung 2.6: Prozentuale Abweichung der Simulation von der Messung nach der Parameterschätzung für den Kältemittelmassenstrom und die el. Verdichterleistung. Die Messdaten aus Abschnitt 2.1 werden für die Parameterschätzung verwendet. Die relative erweiterte Messunsicherheit ist jeweils als graue Fläche dargestellt. Der Großteil der simulierten Betriebspunkte befindet sich innerhalb der Messgenauigkeit der Zielgrößen.

2.2.2 Verdampfer

Bei den Wärmeübertragern sind, neben der Geometrie, Ansätze für den Druckverlust und Wärmeübergang zu parametrieren.

Wie oben beschrieben, ist der Verdampfer als Rohrbündel-Wärmeübertrager mit Mantel ausgeführt, wobei die Außenseite der Rohre, also auf der Luftseite, mit Lamellen besetzt sind. Die verwendeten geometrischen Größen sind in der Tabelle B.3 im Anhang B.7 zu finden. Neben der Geometrie werden Teilmodelle für die Berechnung des Druckverlusts und des Wärmeübergangs verwendet.

Druckverlust Die Beschreibung des Druckverlusts in den Wärmeübertragern lehnt sich an Varchmin [56] an. Dort wird der Druckverlust über den dimensionslosen Druckverlustbeiwert ζ beschrieben:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2. \quad (2.14)$$

Gemäß des Ansatzes von Varchmin [56] wird eine allgemeine Beziehung für den Druckverlustbeiwert ζ mit dem Koeffizienten q und dem negativen Exponenten r aufgestellt:

$$\zeta = q \cdot Re^r. \quad (2.15)$$

Der Koeffizient q und der Exponent r werden an Messdaten angepasst. Die Reynoldszahl Re wird am Eintritt des Wärmeübertragers bestimmt wird:

$$Re = \frac{\rho_{\text{ein}} \cdot v \cdot d_h}{\eta_{\text{ein}}}. \quad (2.16)$$

Die Annahme einer Reynoldszahl am Eintritt des Verdampfers impliziert die Annahme gleicher Geschwindigkeiten von Flüssigkeit und Dampf, d. h. der Schlupf zwischen den Phasen wird nicht berücksichtigt. Diese Art der Berechnung des Druckverlusts wird auch homogenes Berechnungsmodell genannt, siehe Baehr und Stephan [60]. Mit dem gemessenen Druckverlust und dem Eintrittszustand des CO₂ in den Verdampfer kann mit den Gleichungen (2.16) bis (2.14) eine Rohrreibungszahl λ über der Reynoldszahl für ein einzelnes Rohr berechnet werden. Auf der Seite der feuchten Luft wird der Druckverlust vernachlässigt. Der Druckverlustbeiwert wird im Verdampfer berechnet zu:

$$\zeta = 2,818 \cdot 10^{10} \cdot Re^{-1,501} \quad (2.17)$$

Der resultierende Druckverlustbeiwert ζ wird in Abbildung 2.7 links über der Reynoldszahl in einem doppelt logarithmischen Diagramm gezeigt. Die Ergebnisse der Parameterschätzung sind in Abbildung 2.7 rechts dargestellt.

Wärmeübergang Der Wärmeübergangskoeffizient im Verdampfer auf der Kältemittel-seite wird im einphasigen Strömungszustand abhängig von der Reynoldszahl berechnet. Im laminaren Bereich der Strömung ($2300 > Re$) wird der Wärmeübergangskoeffizient über die konstante Nusseltzahl von $Nu = 3,657$ bestimmt, siehe dazu auch Baehr und Stephan [60]. Im Übergangsbereich ($2300 < Re < 100000$) zum turbulenten Strömungszustand wird der Wärmeübergangskoeffizient nach Gnielinski [61] berechnet. Pettersen et al. [62] zeigen, dass der Wärmeübergang mit der Korrelation von Gnielinski [61] im überkritischen CO_2 gut abgebildet wird. Die Wärmeabgabe im unterkritischen Bereich kann nach Kondou und Hrnjak [63] ebenfalls mit Hilfe der Korrelation von Gnielinski [61] abgebildet werden. Im turbulenten Strömungszustand ($Re > 100000$) wird eine Korrelation von Dittus und Boelter [64] für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten genutzt. Der Wärmeübergangskoeffizient beim zweiphasigen Wärmeübergang bei der Verdampfung wird durch eine Korrelation von Gungor und Winterton [65] berechnet, siehe auch Kandlikar [66]. Diese Korrelation ist eine Erweiterung der in Gungor und Winterton [67] veröffentlichten Korrelation. Diese Wärmeübergangsbeziehung wird auch von Sonnekalb [68] zur Berechnung der Verdampfer einer CO_2 -Omnibus-Klimaanlage verwendet. Auf der Seite der feuchten Luft wird das Wärmeübergangsmodell für eine einphasige Strömung nach Haaf [69] verwendet. Die Kondensation von Wasserdampf auf der Luft-Seite des Wärmeübertragers wird berücksichtigt.

Zur Kalibrierung des Wärmeübergangsmodells an die Messdaten wird ein konstanter Faktor a_{KF} verwendet. Dieser konstante Faktor wird für alle Strömungszustände verwendet und auf den jeweils berechneten Wärmeübergangskoeffizienten angewendet:

$$\alpha_{\text{Verdampfer}, CO_2} = a_{KF, VD, CO_2} \cdot \alpha_{\text{Berechnung}, CO_2} \quad (2.18)$$

$$\alpha_{\text{Verdampfer}, \text{Luft}} = a_{KF, VD, \text{Luft}} \cdot \alpha_{\text{Berechnung}, \text{Luft}} \quad (2.19)$$

Die Kalibrierungsfaktoren für den Verdampfer werden durch ein Schätzverfahren an die Messdaten angepasst zu: $a_{KF, VD, CO_2} = 10,55$ und $a_{KF, VD, \text{Luft}} = 0,7855$.

Mit dem Korrekturfaktor a_{KF, VD, CO_2} wird der Wärmeübergangskoeffizient stark nach oben korrigiert, was sich dadurch erklären lässt, dass in den einzelnen Röhrchen des Rohrbündels Bleche in Form einer Doppelhelix (Strukturform der DNA) eingebracht sind, welche die Turbulenz in den Rohren erhöhen. Diese Einbauten sind nicht in der Korrelation von Gungor und Winterton [65] berücksichtigt. Durch einen erhöhten Korrekturfaktor a_{KF, VD, CO_2} wird der Erhöhung der Turbulenz und somit des Wärmeübergangskoeffizienten Rechnung getragen.

An Abbildung 2.7 ist erkennbar, dass ein Großteil der Betriebspunkte innerhalb der Messunsicherheit der Verdampferleistung simuliert werden. Es gibt jedoch Ausreißer, welche durch verschiedene Tests an dem Verdampfer während der Messkampagne erklärt werden können.

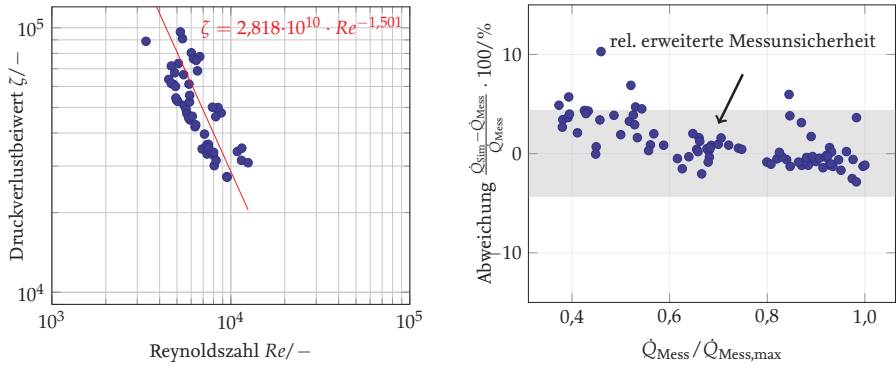


Abbildung 2.7: Links: Ausgewerteter Druckverlustbeiwert ζ über der Reynoldszahl in einem Rohr des Verdampfers. Beziehung für den Druckverlustbeiwert ζ mit dem Koeffizienten q und dem negativen Exponenten r in Abhängigkeit von der Reynoldszahl Re am Eintritt des Verdampfers.

Rechts: prozentuale Abweichung der Simulation von der Messung nach der Parameterschätzung für den Druckverlust und die Verdampferleistung. Die relative erweiterte Messunsicherheit für die Verdampferleistung ist als graue Fläche dargestellt.

2.2.3 Gaskühler

Der Gaskühler ist als Rohrbündelwärmeübertrager aufgebaut, in welchem das CO₂ im Mantelraum und das Rückkühlwasser in den inneren Rohren geführt wird. Die Außenseiten der inneren Rohre sind glatt und nicht mit Lamellen versehen. Der Gaskühler wird daher mit Hilfe von einem TubeAndTube Wärmeübertragermodell aus der TIL Bibliothek abgebildet. Bei diesem Modellierungsansatz werden für Primär- und Sekundärseite eines Wärmeübertragers Rohre abgebildet, die über einstellbare Wärmeübergangskorrelationen und Wärmeleitungswiderständen miteinander verbunden sind. Die verwendeten geometrischen Größen sind in der Tabelle B.4 im Anhang B.7 zu finden.

Druckverlust Der Druckverlust im Gaskühler wird analog zum Druckverlust im Verdampfer über der Ansatz von Varchmin [56] beschrieben. Der Druckverlust ist auf Grund der Bauform als Rohrbündelwärmeübertrager mit CO₂ im Mantel sehr gering. Der Druckverlustbeiwert wird im Gaskühler berechnet zu:

$$\zeta = 9,036 \cdot 10^{10} \cdot Re^{-1,775} \quad (2.20)$$

In Abbildung 2.8 links wird der berechnete Druckverlustbeiwert ζ über der Reynoldszahl Re der Messdaten des Gaskühlers aufgetragen. Die erstellte Korrelation für den Druckverlustbeiwert ist ebenfalls eingetragen. Der Druckverlust auf der Wasserseite des Gaskühlers wird vernachlässigt.

Wärmeübergang Die Berechnung des Wärmeübergangs auf der Kältemittelseite des Gaskühlers wird wie beim Verdampfer in Abhängigkeit des Strömungszustands durchgeführt. Im einphasigen Strömungszustand wird die Berechnung der Nusseltzahl analog zum Verdampfer je nach Größe der Reynoldszahl Re durchgeführt. Es gelten die gleichen Grenzen und Korrelationen. Im zweiphasigen Strömungszustand wird die Nusseltzahl nach einer Korrelation von Cavallini [70] berechnet, welche von Kondou und Hrnjak [63] modifiziert worden ist. Auf der Wasserseite wird der Wärmeübergangskoeffizient analog zum einphasigen Kältemittel berechnet. Im laminaren Bereich der Strömung ($2300 > Re$) wird der Wärmeübergangskoeffizient über die konstante Nusseltzahl von $Nu = 3,657$ bestimmt, siehe dazu auch Baehr und Stephan [60]. Im Übergangsbereich ($2300 < Re < 100000$) zum turbulenten Strömungszustand wird der Wärmeübergangskoeffizient nach Gnielinski [61] berechnet. Die Kalibrierung wird ebenfalls wie beim Verdampfer durch konstante Faktoren durchgeführt:

$$\alpha_{\text{Gaskühler,CO}_2} = a_{\text{KF}_{\text{GK,CO}_2}} \cdot \alpha_{\text{Berechnung,CO}_2} \quad (2.21)$$

$$\alpha_{\text{Gaskühler,Wasser}} = a_{\text{KF}_{\text{GK,Wasser}}} \cdot \alpha_{\text{Berechnung,Wasser}} \quad (2.22)$$

Die Kalibrierungsfaktoren für den Gaskühler werden durch ein Schätzverfahren an die Messdaten angepasst zu: $a_{\text{KF}_{\text{GK,CO}_2}} = 4,702$ und $a_{\text{KF}_{\text{GK,Wasser}}} = 3,053$. Abbildung 2.8 zeigt rechts die sehr gute Abbildung der Gaskühlerleistung durch das Modell.

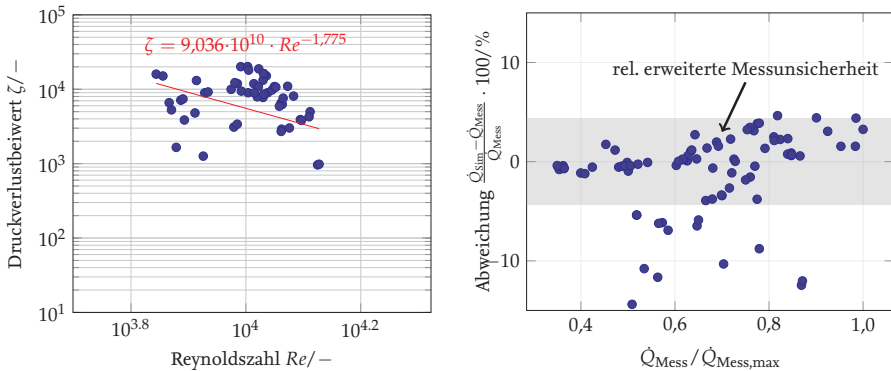


Abbildung 2.8: Links: Ausgewerteter Druckverlustbeiwert ζ über der Reynoldszahl in einem Rohr des Gaskühlers. Beziehung für den Druckverlustbeiwert ζ mit dem Koeffizienten q und dem negativen Exponenten r in Abhängigkeit von der Reynoldszahl Re am Eintritt des Gaskühlers.

Rechts: prozentuale Abweichung der Simulation von der Messung nach der Parameterschätzung für die Gaskühlerleistung. Die relative erweiterte Messunsicherheit für die Gaskühlerleistung ist als graue Fläche dargestellt.

2.2.4 Expansionsventil

Im Modell des Expansionsventils wird der Massenstrom in Abhängigkeit des Druckabfalls mit Hilfe der Bernoulli-Gleichung berechnet.

$$\dot{m} = A_{\text{eff}} \cdot \sqrt{(p_{\text{ein}} - p_{\text{aus}}) \cdot 2 \cdot \rho_{\text{ein}}} \quad (2.23)$$

Die Fläche A_{eff} wird als Stellgröße über einen PI-Regler, welcher im nächsten Abschnitt beschrieben wird, eingeregelt. Des Weiteren wird das Expansionsventil als isenthalp angenommen.

2.3 Modellierung der gesamten Kälteanlage

Hier wird das mit Hilfe der TIL Bibliothek erstellte Kreislaufmodell der untersuchten Kälteanlage dargestellt und erläutert. Im Kreislaufmodell werden anstatt der vier Verdichter in der realen Anlage allerdings nur zwei Verdichter verwendet, da während der Messkampagne nur zwei Verdichter gleichzeitig in Betrieb sind. Die beiden Verdichter sind, wie in der realen Anlage, je mit einem Frequenzumwandler ausgestattet. Der Sammler ist entsprechend der Maße des realen Sammlers parametrisiert. Die Rohrleitungen, deren Druckverlust und die Wärmeübertragung an die Umgebung werden nicht abgebildet.

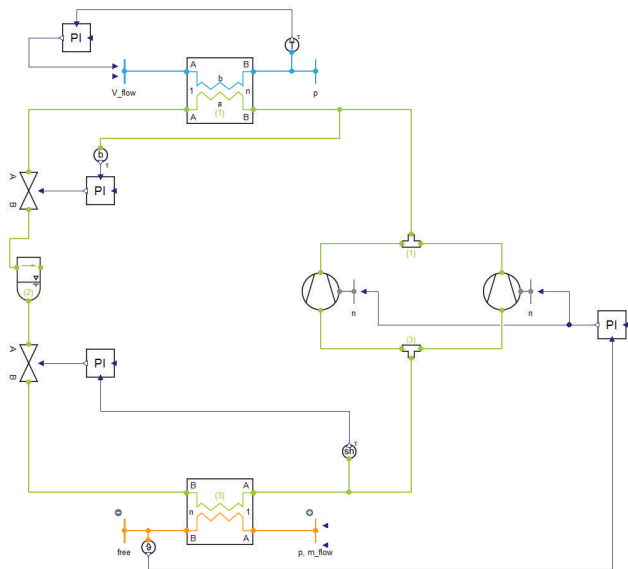


Abbildung 2.9: Modica Objektdiagramm der untersuchten industriellen CO₂-Kälteanlage im Ausgangszustand basierend auf TIL-Modellen.

Regelung Für die Regelung des Kreislaufs werden die in der folgenden Tabelle 2.4 angegebenen PI-Regler mit den jeweiligen Stellgrößen verwendet:

Tabelle 2.4: Regel- und Stellgrößen für die verwendeten Regler

| Regelgröße | Stellgröße |
|--------------------------------|---|
| Überhitzung hinter Verdampfer | Ventilquerschnitt des Expansionsventils |
| Luftaustrittstemperatur | Verdichterdrehzahl |
| ΔT Wasser im Gaskühler | Volumenstrom Rückkühlwasser |
| Verdichteraustrittsdruck | Ventilquerschnitt des Hochdruckventils |

Validierung des Kreislaufmodells In diesem Abschnitt werden Simulationsergebnisse der simulierten Kälteanlage mit den ausgewertete Messdaten der Kälteanlage verglichen. Für den Vergleich werden über das Jahr verteilte, stationäre Betriebspunkte der Kälteanlage herangezogen. In den Abbildungen 2.10 und 2.11 werden die prozentualen Abweichungen der Simulationen von den stationären Messpunkten dargestellt. Die in Kapitel 2.1.3 berechneten Messunsicherheiten sind als graue Fläche abgebildet. In der Kreislaufsimulation werden nur die Randbedingungen des Kreislaufes vorgegeben, sodass sich die Eintrittsgrößen der einzelnen Komponenten durch die anderen Komponenten und die Regelung der Kälteanlage einstellen. Daher kann es im Gesamtkreislaufmodell zu höheren Abweichungen als in den Einzelkomponenten kommen. Zumeist liegen die Abweichungen der simulierten von den gemessenen Größen im Bereich von bis zu 10 %. Nur bei der Verdichterleistung ist eine leicht höhere Abweichung von bis zu 12 % zu verzeichnen.

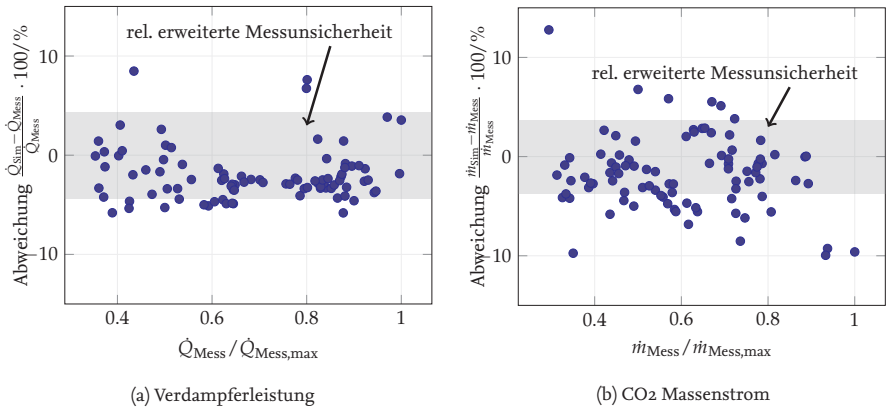


Abbildung 2.10: Prozentuale Abweichung der simulierten zur gemessenen Verdampferleistung (links) und des simulierten zum gemessenen CO₂ Massenstroms (rechts).

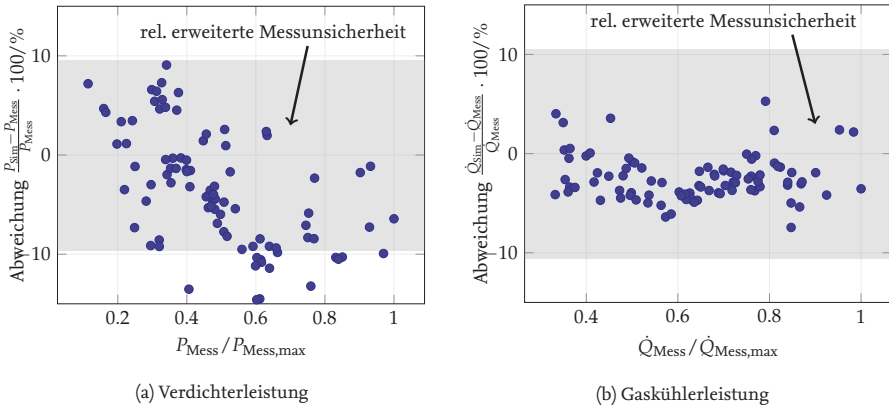


Abbildung 2.11: Prozentuale Abweichung der simulierten zur gemessenen Verdichterleistung (links) und der simulierten zum gemessenen Gaskühlerleistung (rechts).

2.4 Definition des Referenzsystems

Die in Kapitel 2.1.2 messtechnisch untersuchte industrielle Kälteanlage dient als Grundlage für die Erstellung des Gesamtmodells. Diese untersuchte Kälteanlage wurde noch nicht im Optimum betrieben. Dies ist unter anderem an einer sehr hohen Überhitzung zu erkennen. Außerdem wurde der Hochdruck ab einer festgelegten Rückkühltemperatur auf einen festen Hochdruck und damit nicht Leistungszahl-optimal eingestellt. In diesem Abschnitt wird daher ein Referenzsystem definiert, mit welchem später die Kälteanlage mit Ejektoren und die Kälteanlage mit Flash-Gas-Bypass verglichen werden. Um verschiedene Verbesserungsmöglichkeiten miteinander zu vergleichen, wird zunächst jedoch eine Kennzahl für den Teillastbetrieb von Kälteanlagen definiert, welche die hier auftretenden Randbedingungen wie Rückkühltemperaturen und Lasten in die Berechnung einbezieht.

2.4.1 Bewertungsgrößen für den Teillastbetrieb von Kälteanlagen

Industrielle Kälteanlagen werden oft mit volatiler Kälteleistungsanforderung und nicht stationär bei maximaler Kälteleistung, also Volllast betrieben. Bei gleicher Kälteleistungsanforderung hängt die Leistungszahl ϵ einer CO₂-Kälteanlage im Wesentlichen von der Wärmesenktemperatur, dem Sekundärmassenstrom und vom gewählten Hochdruck ab. Um nun verschiedene Kälteanlagen oder Anlagenkonzepte zu vergleichen, werden Bewertungsgrößen oder Kennzahlen verwendet. Arnemann [71] gibt eine Übersicht über verwendete energetische Bewertungsgrößen für den Teillastbetrieb, die auch Jahresleistungszahlen genannt werden. Leistungsbezogene Kennzahlen wie der COP für die Kälteleistungszahl oder EER für die Wärmeleistungszahl sind nach Arnemann nicht aus-

reichend, um die Energieeffizienz einer Kälteanlage über einen Zeitraum zu bewerten, in welchem sich die energierelevanten Größen wie die Kälteleistung, die Verdampfungs- oder die Rückkühltemperatur der Kälteanlage mit der Zeit ändern. Aus diesem Grund werden energiebezogene Kennzahlen oder Jahresleistungszahlen verwendet.

Jahresenergieverbrauch JEV Die für die Vergleiche dieser Arbeit herangezogene Kennzahl ist der Jahresenergieverbrauch (JEV), welcher angelehnt an Lemke [72] definiert ist zu:

$$JEV = \sum_{T=6,2^{\circ}\text{C}}^{24,8^{\circ}\text{C}} \frac{\dot{Q}_{\text{Kälte}}(T)}{\epsilon(T)} \cdot \frac{\text{Stundenzahl}(T)}{8760}. \quad (2.24)$$

Tabelle 2.5: Eintrittstemperatur des Rückkühlwassers in den Gaskühler für die Monate des Jahres.

| Temperatur [°C] | 6,2 | 6,4 | 7,5 | 10,1 | 10,4 | 14,5 | 14,8 | 17,9 | 18,4 | 21,1 | 21,3 | 24,8 |
|-----------------|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|-----------------|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|

Wie in Kapitel 2.1.2 beschrieben, werden die auftretenden Temperaturen des Rückkühlwassers $T_{\text{Rück}}$ aus Tabelle 2.1 für die Simulationen und die Berechnung des JEV verwendet. Diese sind den Messdaten entnommen, wobei eine gemittelte Temperatur pro Monat verwendet wird. Tabelle 2.5 zeigt diese in aufsteigender Reihenfolge. Die Eintrittstemperatur der zu kühlenden Luft in den Verdampfer wird konstant auf 20 °C festgelegt.

Für die Kälteleistung $\dot{Q}_{\text{Kälte}}$ werden, wie bei den Kennzahlen ESEES, IEER und IPLV (siehe Arnemann [71]), vier Teillasten, oder Laststufen, zu je 25 %, 50 %, 75 % und 100 % angenommen und für die Berechnung des JEV verwendet. Um einen generischen Vergleichsfall zu konstruieren, werden die Auftretswahrscheinlichkeiten der Teillasten gleich verteilt, so dass jede Teillast zu 25 % der Anlagenlaufzeit auftritt. Die Volllast der Kälteleistung wird auf die maximalen gemessenen Kälteleistung der realen Anlage festgelegt. Für die Darstellung der monatlichen Veränderungen des Energieverbrauchs wird analog zum JEV der Energieverbrauch eines Monats berechnet. Die Laststufen, welche für die Simulationen verwendet werden, sind mit Hilfe der maximalen gemessene Kälteleistung $\dot{Q}_{\text{Mess,max}}$ in Tabelle 2.6 definiert.

Tabelle 2.6: Definition der Laststufen.

| Laststufe | 25 % | 50 % | 75 % | 100 % |
|---------------|--|---------------------------------------|--|-----------------------------|
| Kälteleistung | $0,25 \cdot \dot{Q}_{\text{Mess,max}}$ | $0,5 \cdot \dot{Q}_{\text{Mess,max}}$ | $0,75 \cdot \dot{Q}_{\text{Mess,max}}$ | $\dot{Q}_{\text{Mess,max}}$ |

2.4.2 Festlegung der Überhitzung

Die Einstellung der Überhitzung auf einen konstanten und möglichst niedrigen, jedoch in der Praxis einstellbaren Wert von 5 K, ist ein erster Schritt bei der Definition des Referenzsystems. Im Folgenden werden die relativen Leistungszahlen für den Referenzkreislauf bei einer Überhitzung von 5 K dargestellt. Die relativen Leistungszahlen des Referenzkreislaufs mit verringerter Überhitzung sind in Abbildung 2.12 dargestellt. Die Verringerung der Überhitzung hat in allen Monaten einen positiven Effekt auf die Leistungszahl und bewirkt eine Verringerung des JEV um ca. 3,1 %.

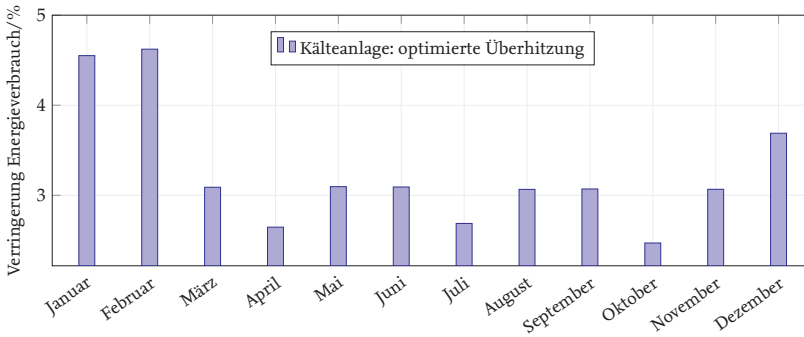


Abbildung 2.12: Relative Leistungserhöhung durch verminderte Überhitzung. Der JEV wird durch die Verringerung der Überhitzung um 3,1 % verbessert.

2.4.3 Optimaler Hochdruck

Der optimale Hochdruck einer CO₂-Kälteanlage wird unter anderem von Kauf [73], Liao et al. [74] und Nöding [33] untersucht. Die Autoren erstellen Berechnungsvorschriften für den Hochdruck, welche allgemein als Korrelation bezeichnet werden. Kauf [73] stellt eine lineare Korrelation für den optimalen Hochdruck für eine automobilen CO₂-Klimaanlage vor. Diese Korrelation beschreibt den optimalen Hochdruck der CO₂-Kälteanlage in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur und wird mit Hilfe der Simulation der Kälteanlage für unterschiedliche Verdampfungsdrücke und Umgebungstemperaturen erstellt. Ebenfalls verwenden Liao et al. [74] eine theoretische CO₂-Kälteanlage, führen eine Parametervariation für unterschiedliche Verdampfungstemperaturen, Austrittstemperaturen aus dem Gaskühler sowie Überhitzungen durch und stellen eine lineare Korrelation für den optimalen Hochdruck in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur und der Austrittstemperatur aus dem Gaskühler auf. In dieser Arbeit wird ein ähnlicher Ansatz verwendet. Der Hochdruck wird für unterschiedliche Wärmesenkentemperaturen variiert. Durch die Hochdrücke, welche die optimale Leistungszahl ergeben, wird eine lineare

Funktion abhängig von der Umgebungstemperatur gelegt. Die Korrelationen von Kauf [73] und Liao et al. [74] gelten für den transkritischen Betrieb der Kälteanlage. Bei keiner der genannten Korrelation wird die Kälteleistung als Variable verwendet. Die Korrelationen werden bei Kauf [73] und Liao et al. [74] für den Vollast-Betrieb aufgestellt. Wenn die Kälteleistung mit einbezogen werden soll, müssen aufwändigere Verfahren, wie bei Nöding [33] angewendet werden. Nöding nutzt ein Nullgradienten-Verfahren. Dabei leitet er die partielle Ableitung des COP nach dem Hochdruck und der Lüfterdrehzahl her und regelt die Stellglieder so ein, dass die partiellen Ableitungen zu Null werden.

Für den subkritischen Betrieb gibt wiederum es mehrere Möglichkeiten der Nutzung des Hochdruckventils der Kälteanlage. Zum einen kann das Hochdruckventil bei subkritischen Betriebspunkten komplett geöffnet werden, sodass sich der Hochdruck auf Grund der gegebenen Leistungsfähigkeit und den Zuständen des Sekundärmediums des Gaskühlers einstellt. Dies entspricht der Betriebsweise der messtechnisch untersuchten Kälteanlage aus Abschnitt 2.1. Alternativ kann im subkritischen Betrieb über das Hochdruckventil eine Unterkühlung eingestellt werden, wie es u. a. Jensen et al. [75], Koeln et al. [76] oder Pottker und Hrnjak [77] zeigen. Dabei wird der Hochdruck soweit angehoben, dass sich eine Unterkühlung im Gaskühler einstellt. Pottker und Hrnjak [77] präsentieren auch für CO₂-Kälteanlagen eine theoretische Untersuchung der optimalen Unterkühlung. Diese CO₂-Kälteanlagen wird mit Lufteintrittstemperaturen in den Kondensator und dem Verdampfer von 14 °C bzw. 0 °C betrieben und weist eine optimale Unterkühlung von 8 K auf. Die optimale Unterkühlung ist nach Koeln et al. [76] jedoch von der Verdampfungstemperatur, der Rückkühltemperatur und der Kälteleistung abhängig.

In dieser Arbeit wird ein möglichst einfacher funktionaler Zusammenhang für den Sollwert des Reglers für den Hochdruck verwendet. Es wird analog zu Kauf [73] und Liao et al. [74] eine Korrelation für den Hochdruck in Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur des Rückkühlwassers bei der Laststufe $L = 100\%$ aufgestellt. Dies erfolgt durch eine Variation des Hochdrucks bei konstanter Rückkühltemperatur und Identifikation der Hochdrücke bei optimaler Leistungszahl. Diese Korrelation wird im transkritischen Betrieb und im subkritischen Betrieb verwendet. Die hier verwendete Korrelation für den optimalen Hochdruck beim transkritischen und subkritischen Betrieb lautet:

$$\frac{p_{h,opt}}{bar} = \frac{T_{S, GK}}{^{\circ}C} + 50. \quad (2.25)$$

Im subkritischen Bereich wird durch die Einstellung des Hochdrucks eine Unterkühlung erzeugt. Die sich einstellende Unterkühlung liegt bei allen untersuchten Betriebspunkten im Bereich von 3,2-12,6 K, was sich in dem Bereich der von Pottker und Hrnjak [77] untersuchten Unterkühlungen für eine CO₂-Kälteanlage befindet. Abbildung 2.13 zeigt die Leistungszahl der Kälteanlage über dem Hochdruck für eine Last von 100 % und Rückkühltemperaturen von 5-30 °C.

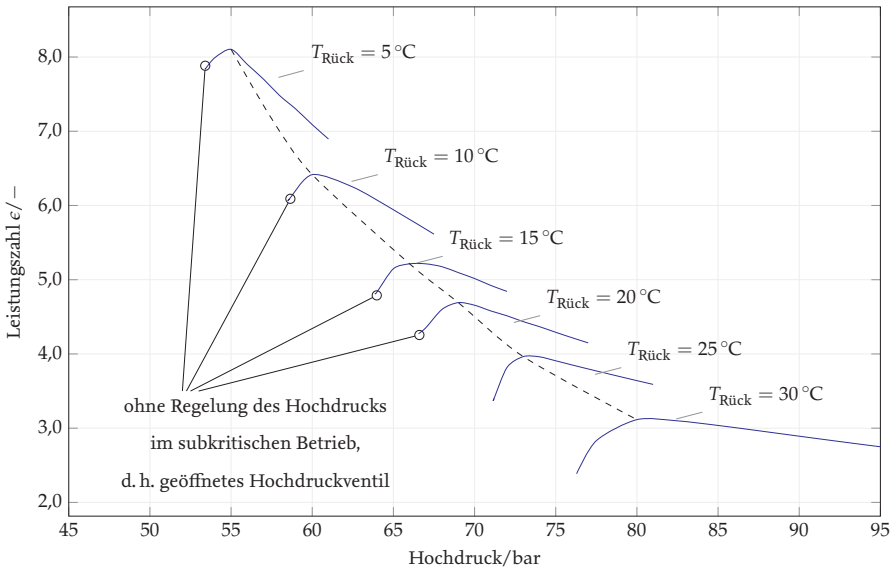


Abbildung 2.13: Leistungszahl über Hochdruck bei Variation des Hochdrucks für eine Last von 100 % und Rückkühltemperaturen von 5-30 °C. Bei eingeschalteter Hochdruckregelung im subkritischen und transkritischen Betrieb werden die Zustände der eingezeichneten Ortskurve der Optima der Leistungszahlen angefahren. Bei ausgeschalteter Hochdruckregelung im subkritischen Betrieb stellen sich die eingezeichneten Hochdrücke und Leistungszahlen am linken Ende der jeweiligen Kurven ein. Die Leistungszahlen sind bei ausgeschalteter Hochdruckregelung geringer, als bei eingeschalteter.

In Abbildung 2.14 werden die relativen Verringerungen des Energieverbrauchs der Kälteanlage je mit und ohne Hochdruckregelung dargestellt. Es ist ersichtlich, dass eine Einstellung des Hochdruckventils auf einen optimalen Hochdruck eine deutliche Verbesserung des Energieverbrauchs vor allem in den Monaten Mai bis September mit bringt. Durch die Einstellung eines optimalen Hochdrucks im subkritischen und transkritischen Betrieb kann der JEV im Vergleich zum Referenzkreislauf um 11,2 % verbessert werden. Wenn die Hochdruckregelung beim subkritischem Betrieb ausgeschaltet wird und sich der Hochdruck einstellt, ist eine geringere Verbesserung des Energieverbrauchs mit 9,7 % zu erkennen. An Abbildung 2.14 ist wird ersichtlich, dass dieser Betrieb nur vom November bis Februar zu einem besseren Energieverbrauch führt. Ansonsten ergibt die Nutzung der Korrelation für das Hochdruckventil in allen Monaten einen geringeren oder gleichen Energieverbrauch.

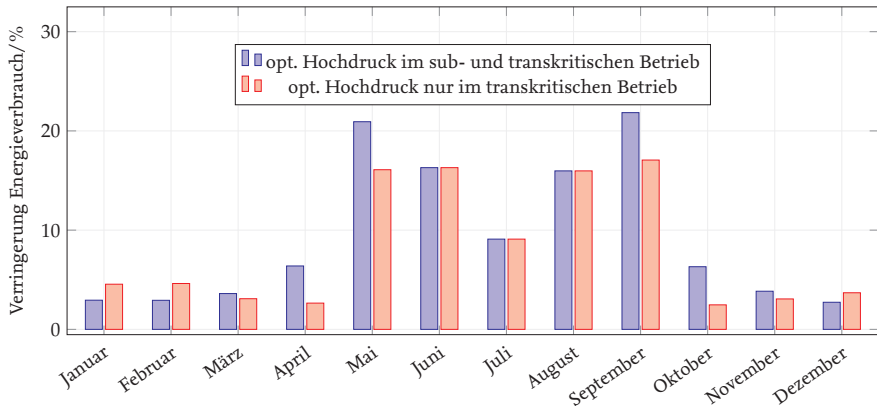


Abbildung 2.14: Verringerter Energieverbrauch durch einen optimierten Hochdruck mittels der erstellten Korrelation 2.25. Vergleich zwischen ständiger Anwendung der Korrelation mit der Anwendung der Korrelation nur im transkritischen Betrieb. Die Überhitzung ist entsprechend dem vorigen Abschnitt verringert. Da die Korrelation für eine Laststufe von 100 % aufgestellt wird, jedoch in jedem Monat alle Laststufen vorkommen, führt die Anwendung der Korrelation 2.25 im sub- und transkritischen kritischen Betrieb vom Dezember bis zum Februar nicht zu einen verbesserten Energieverbrauch im Vergleich zur Anwendung der Korrelation 2.25 nur im transkritischen Betrieb. Da im Jahresenergieverbrauch JEV alle Laststufen und Monate berücksichtigt werden, ist die ganzjährige Anwendung der Korrelation 2.25 vorteilhaft. Der JEV, wird durch die Verwendung der Korrelation 2.25 im sub- und transkritischen Betrieb um 11,2 % verbessert. Bei Anwendung der Korrelation 2.25 nur im transkritischen Betrieb wird der JEV um 9,7 % verringert.

Die Korrelation 2.25 für den optimalen Hochdruck wird, wie auch bei Kauf [73] und Liao et al. [74] nur für eine Laststufe von 100 % aufgestellt. Der JEV jedoch wird für alle vier auftretenden Lasten berechnet. Bei der niedrigsten Laststufe und niedrigen Rückkühltemperaturen ist der durch die Korrelation 2.25 berechnete Hochdruck zu hoch und somit nicht mehr optimal. Einen Hochdruck zu wählen, welcher höher ist als der optimale Hochdruck ist jedoch besser, als ein zu niedriger Hochdruck. Dies ist an Abbildung 2.13 er erkennen, wo fast alle Leistungszahlkurven in Richtung niedriger Hochdrücke stärker fallen, als in Richtung hoher Hochdrücke.

Referenzsystem Die Kälteanlage mit optimiertem Hochdruck nach der Korrelation und verringerter Überhitzung wird als Referenzsystem definiert und für den Vergleich der Kälteanlage mit Ejektoren im folgenden Abschnitt herangezogen.

3 Ejektor

Das folgende Kapitel widmet sich dem Teilziel der mathematischen Vereinfachung des Kennlinienmodells und der Übertragbarkeit des parameterlinearen Kennlinienmodells auf Ejektoren unterschiedlicher Geometrie und Größe. Dazu wird eine Vereinfachung des Ejektormodells von Lucas [78] vorgestellt, welches eine ähnliche Genauigkeit aufweist, jedoch leichter mit Methoden der optimalen Versuchsplanung und Parameterschätzern an vorhandene Messdaten angepasst werden kann. Im Gegensatz zu Lucas [78] wird in dieser Arbeit der Begriff Ejektorkennlinie für den Zusammenhang des Druckrückgewinns und des Massenstromverhältnisses verwendet. Zunächst werden die grundlegenden Zusammenhänge von Ejektoren und deren Einsatz in einer Kälteanlage beschrieben. Danach wird die Herangehensweise zur Ejektormodellierung im Abschnitt 3.1 beschrieben. Der Abschnitt 3.2 behandelt schließlich das entwickelte parameterlineare Kennlinienmodell, welches linear in den Parametern ist.

Der Aufbau eines Ejektors ist in Abbildung 3.1 und die Kälteanlage in Abbildung 3.2a dargestellt. Dort tritt das aus dem Gaskühler strömende Kältemittel als Treibmassenstrom \dot{m}_d in den Ejektor ein und wird dort in der Treibdüse nahezu isentrop beschleunigt. Am Austritt der Treibdüse sinkt der Druck ab, wodurch der Saugstrom aus dem Verdampfer angesaugt wird. Im Mischrohr erfolgt dann ein Impulsaustausch, eine Vermischung und Wärmeübertragung zwischen beiden Strömen, wobei der Saugstrom beschleunigt wird und der Treibstrom gebremst wird. Durch die Expansion des Treibstrahls in das Mischrohr und die Vermischung der beiden Ströme wird eine Reduzierung der Geschwindigkeit erzielt, was somit eine Erhöhung des Druckes zur Folge hat. Im Diffusor wird dann durch eine Vergrößerung der Querschnittsfläche der nun vermischte Kältemittelstrom weiter verzögert, was schließlich zu einer Druckerhöhung auf ein Druckniveau über dem Verdampfungsdruck führt. Durch diesen Druckrückgewinn wird das vom Verdichter zu überwindende Druckverhältnis, und damit die Antriebsleistung des Verdichters reduziert. Im anschließenden Separator werden die flüssige und gasförmige Phase getrennt. Der flüssige Anteil wird in den Verdampfer expandiert, wo er verdampft wird, das gasförmige Kältemittel wird vom Verdichter angesaugt. Innerhalb des Ejektorkreislaufes existieren somit drei Druckniveaus, wie in Abbildung 3.2b verdeutlicht wird.

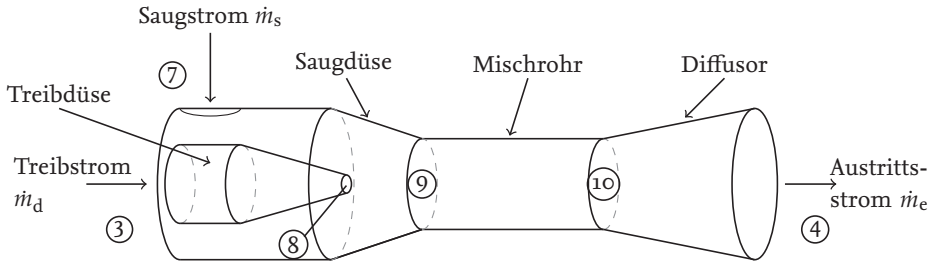
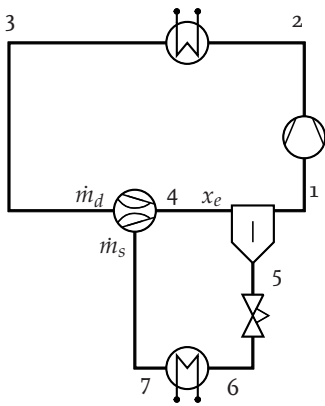
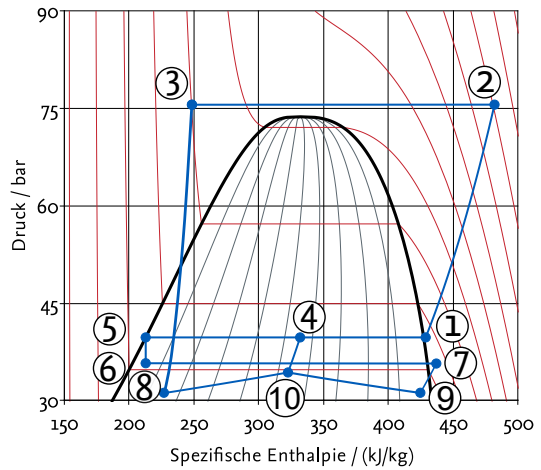


Abbildung 3.1: Bezeichnung der Komponenten eines Ejektors und der Kältemittelströme in und aus einen Ejektor.



(a) Schematische Darstellung



(b) Zustandspunkte im p-h-Diagramm.

Abbildung 3.2: Darstellung der Zustandspunkte einer CO₂-Kälteanlage mit Ejektor. Die Zustandsänderungen von 3 nach 8 findet in der Treibdüse, 7 nach 9 findet in der Saugdüse und 10 nach 4 im Diffusor innerhalb des Ejektors statt.

Der Separator bestimmt durch die Phasentrennung der flüssigen und der gasförmigen Phase des Kältemittels das Verhältnis der Massenströme, welche in den Verdampfer und den Gaskühler strömen. Unter der Annahme eines adiabaten Separators und eines stationären Betriebspunkts muss der zugeführte zweiphasige Massenstrom als flüssiger oder gasförmiger Teil abgeführt werden. Somit kann das Verhältnis der beiden Massenströ-

me für einen idealen Separator durch die Bilanz der Massenströme in Abhängigkeit des Dampfgehalts am Separatoreintritt x_e bestimmt werden zu

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_d} = \frac{1}{x_e} - 1 \quad (3.1)$$

mit

$$x_e = f(p_e, h_e). \quad (3.2)$$

Der Massenstrom \dot{m}_s bezeichnet dabei den Saugmassenstrom, \dot{m}_d den Treibmassenstrom. Der Ejektoraustrittsdruck p_e ist messtechnisch bestimmbar, die Austrittsenthalpie h_e kann bei der Annahme eines adiabaten Ejektors und unter der Vernachlässigung von Verlusten über den ersten Hauptsatz der Thermodynamik berechnet werden mit

$$h_e = \frac{\dot{m}_d h_d + \dot{m}_s h_s}{\dot{m}_d + \dot{m}_s}. \quad (3.3)$$

Kenngrößen Für die Abbildung eines Ejektors ist neben dem Zusammenhang zwischen Massenstromverhältnis und dem Druckrückgewinn die Information über den Massenstrom durch die Treibdüse erforderlich. Die für die Charakterisierung von Ejektoren in der Literatur üblichen Kennzahlen sind das Massenstromverhältnis Φ (engl. entrainment ratio), der Druckrückgewinn Δp_{Rec} , oder das Druckverhältnis π :

$$\Phi = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_d} \quad (3.4)$$

$$\Delta p_{\text{Rec}} = p_e - p_s \quad (3.5)$$

$$\pi = \frac{p_e}{p_s} = \frac{\Delta p_{\text{Rec}}}{p_s} + 1. \quad (3.6)$$

Die hier verwendete Ejektoreffizienz nach Köhler et al. [79], welche auch von Elbel und Hrnjak [80] mit einer anderen Herleitung aufgestellt wurde, lautet:

$$\eta_{\text{Ejektor}} = \frac{m_s}{m_d} \frac{h_{s,\text{isen}} - h_s}{h_d - h_{d,\text{isen}}}. \quad (3.7)$$

Dabei ist die Enthalpie $h_{d,\text{isen}}$ die Enthalpie einer isentropen Expansion des Treibzustandes auf den Ejektoraustrittsdruck und die Enthalpie $h_{s,\text{isen}}$ stellt die Enthalpie einer isentropen Verdichtung vom Zustand an der Saugdüse auf den Ejektoraustrittsdruck dar. Neben der Ejektoreffizienz von Köhler et al. [79] und Elbel und Hrnjak [80] gibt es noch andere Definitionen einer Ejektoreffizienz. Diese unterschiedlichen Ejektoreffizienzen wurden von Lucas [78] verglichen. Die Vorteile der Ejektoreffizienz nach Köhler et al. [79] ist nach Lucas [78] die Möglichkeit der Bestimmung mittels externer Parameter, die Unabhängigkeit vom verwendeten Fluid und von den Umgebungsbedingungen.

Ein Ejektor kann die ihm zur Verfügung gestellte Energie entweder dafür nutzen einen geringen Saugmassenstrom auf ein hohes Druckniveau zu verdichten, oder einen großen Saugmassenstrom auf ein niedriges Druckniveau zu verdichten. Dieser Zusammenhang kann, wie Lucas [78] bewiesen hat, im üblichen Arbeitsbereich durch eine lineare Funktion beschrieben werden.

Modellierung von Ejektoren

Die Modellierung von Ejektoren mit dem Ziel, die erstellten Modelle in Kreislaufsimulationen einsetzen zu können, wird in folgenden Arbeiten betrachtet. Einen ersten Ansatz zur Modellierung liefert Kornhauser [81], der ein 0-dimensionales Modell aufstellt, das von einem konstanten Druck beim Mischen des Treib- mit dem Saugstrom ausgeht. Er teilt den Ejektor in die Komponenten Treibdüse, Mischrohr und Diffusor auf und beschreibt deren Verluste mit Effizienzen für jede Komponente. Das Modell von Kornhauser [81] wird auch in diversen weiteren Publikationen als Basis für deren Weiterentwicklung verwendet, wie z. B. in Lawrence et al. [82]. Nachteilig an diesem Modellansatz ist, dass für jede Komponente des Ejektors bei jedem Betriebspunkt eine Effizienz vorgegeben werden muss. Diese Effizienzen sind sehr sensibel bezüglich der Geometrie des Ejektors und den Randbedingungen. Zu den Nachteilen und der Historie siehe auch Lawrence [83].

Auf Grund der Nachteile von 0-dimensionalen Ejektormodellen entwickeln Banasiak et al. [84] ein sehr detailliertes 1-dimensionales Modell eines Zweiphasen- CO_2 -Ejektors. Sie diskretisieren den Ejektor entlang der Längsachse mit der Annahme einer homogenen Strömung in radialer Richtung. In dem Modell werden metastabile Zustände für die transkritische Strömung mit Siedeverzug in der Treibdüse und das Mischen der beiden Ströme berücksichtigt. Als Ergebnis werden die 1-dimensionalen Profile der Geschwindigkeit, Machzahl und Druck neben den globalen Kennzahlen wie Druckrückgewinn, Ejektoreffizienz und kritischem Massenstromverhältnis bei blockiertem Mischrohr ausgegeben. Das Modell wird mit Messdaten validiert, wobei die Genauigkeit des Modells mit einem Fehler in der Abbildung des Druckrückgewinns von 2,66 % und der blockierten Strömung in der Treibdüse von 1,84 % sehr gut ist. Von daher bietet sich das Modell von Banasiak et al. [84] für die Geometrieoptimierung an, wenngleich bei der initialen Parametrierung des Modells detaillierte Kenntnisse der inneren Geometrie des Ejektors benötigt werden. Lucas [78] beschreibt einen von ihm als Drosselkurve bezeichneten linearen Zusammenhang zwischen dem Druckrückgewinn des Ejektors und des Massenstromverhältnisses. Der maximale Druckrückgewinn und die Steigung der Drosselkurve werden in Abhängigkeit von den Randbedingungen des Ejektors berechnet. In anderen Arbeiten wird dieser Zusammenhang Ejektorkennlinie bezeichnet. Eine detailliertere Beschreibung des Modells von Lucas erfolgt in Abschnitt 3.1. Ebenfalls wird in Lucas [78] eine Übersicht über die in der Literatur vorhandenen Ejektormodelle und deren Unterschiede gegeben.

3.1 Kennlinienmodell eines Ejektors

Das in dieser Arbeit verwendete Ejektormodell basiert auf der Arbeit von Lucas [78], der ein Kennlinienmodell für einen Ejektor vorstellt. Dieses Kennlinienmodell wird in diesem Abschnitt beschrieben. Neben den Bilanzgleichungen für Masse und Energie (siehe Lucas [78]) wird in diesem Ejektormodell eine Beschreibung des Treibmassenstroms im Treibdüsenmodell und die Beschreibung der Ejektorkennlinie verwendet, welche im Folgenden erläutert werden.

Teilmodell der Treibdüse

Für die Modellierung des Treibmassenstroms wird bei Lucas [78] ein Ansatz von Brennen [85] verwendet, welcher bei Lucas [78] beschrieben und mit seinen Messdaten verglichen wird. Dieser Ansatz von Brennen [85] bildet die Messdaten von Lucas [78] mit einer Abweichung von bis zu 10 % gut ab. Alternativ kann nach Lawrence et al. [86] ein Ansatz nach Henry und Fauske [87] verwendet werden.

Ejektorkennlinie

Lucas [78] weist nach, dass die Ejektorkennlinie für einen Ejektor in einem weiten Bereich durch eine lineare Funktion beschrieben werden kann. Für diese Untersuchungen werden die Messdaten von Lucas und Schröder et al. [88] und Lucas und Schröder et al. [89] verwendet. Lediglich bei sehr hohen Massenstromverhältnissen, folglich bei hohen Saugmassenströmen, kann es auf Grund von Reibungsverlusten oder blockierten Strömungen in der Saugdüse zu einem Abknicken der Ejektorkennlinie kommen. Lucas beschreibt den Zusammenhang zwischen Druckrückgewinn und Massenstromverhältnis durch die folgende Gleichung (3.8). Der maximale Druckrückgewinn Δp_{\max} und die Steigung s_{Lucas} hängen von den Betriebsbedingungen des Ejektors ab. Für unterschiedliche Betriebspunkte ergibt sich folglich eine Kurvenschar, wie in Abbildung 3.3 gezeigt.

$$\frac{\Delta p}{\Delta p_{\max}} = -s_{\text{Lucas}} \cdot \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_t} + 1 \quad (3.8)$$

Lucas zeigt, dass der maximale Druckrückgewinn im Wesentlichen vom Eintrittsdruck in die Treibdüse und vom kritischen Druck des Kältemittels abhängt

$$\frac{\Delta p_{\max}}{p_{\text{krit}}} = f(p_d). \quad (3.9)$$

Die Steigung s_{Lucas} der Ejektorkennlinie ist von den Verhältnissen von den Drücken, den Ohnesorgezahlen Oh am Saug- und Treibdüsen Eintritt des Ejektors und einer Reynoldszahl abhängig

$$s_{\text{Lucas}} = a_1 \cdot \left(\frac{p_s}{p_d} \right)^{a_2} \cdot \left(\frac{Oh_s}{Oh_d} \right)^{a_3} \cdot Re_v^{a_4} + a_5 \quad (3.10)$$

mit

$$Oh = v \sqrt{\frac{\rho}{d\sigma}} \quad (3.11)$$

und mit den Parametern a_1 bis a_5 . Diese Form der Steigung nutzt dimensionslose Kennzahlen, sodass eine Anwendbarkeit auf andere Treibdüsengrößen ermöglicht wird. Der Nachteil ist jedoch, dass die Parameter a_2 bis a_4 in den Exponenten stehen und somit eine Anpassung der Parameter an Messdaten mit den üblichen Methoden der Versuchsplanung schwierig ist. Der folgende Abschnitt erklärt diese Zusammenhänge und präsentiert ein alternatives Ejektormodell, welches linear in den Parametern ist.

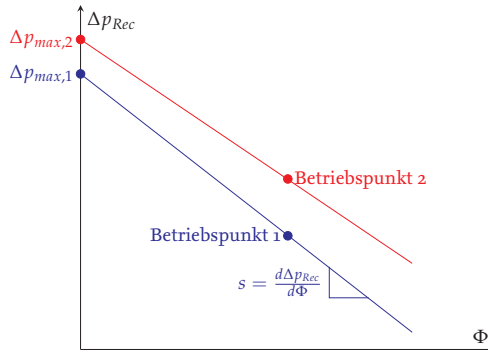


Abbildung 3.3: Aufbau einer Ejektorkennlinie nach Lucas [78]. Je nach Betriebspunkt kann der maximale Druckrückgewinn Δp_{max} und die Steigung s der Ejektorkennlinie unterschiedlich ausfallen.

3.2 Parameterlineares Kennlinienmodell eines Ejektors

Zur Motivation einer Änderung der Funktion der Steigung des Kennlinienmodells für Ejektoren sei die Korrelationsmatrix für das Modell von Lucas in Tabelle 3.1 angeführt. Für die Korrelationsmatrix werden wie oben die Messdaten und somit die Betriebspunkte des Ejektors von Lucas und Schröder et al. [88], Lucas und Schröder et al. [89] und Han [90] verwendet.

Tabelle 3.1: Korrelationsmatrix mit den Korrelationskoeffizienten r der Parameter a_1 bis a_5 der Gleichung der Steigung (Gl. 3.10) vom Ejektormodell von Lucas. Es sind starke Korrelationen zwischen den Parametern zu erkennen, die auf eine zu hohe Anzahl an Parametern schließen lassen.

| | a_1 | a_2 | a_3 | a_4 | a_5 |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| a_1 | 1 | -0.6 | -0.55 | -0.92 | 0.3 |
| a_2 | -0.6 | 1 | 0.98 | 0.89 | -0.82 |
| a_3 | -0.55 | 0.98 | 1 | 0.82 | -0.78 |
| a_4 | -0.92 | 0.86 | 0.82 | 1 | -0.58 |
| a_5 | 0.3 | -0.82 | -0.78 | -0.58 | 1 |

Die Korrelationsmatrix zeigt viele hohe Korrelationskoeffizienten r und somit *starke* Korrelationen (siehe Fahrmeir et al. [91]) zwischen den Parametern der Funktion der Steigung der Kennlinie in Gleichung 3.10. Eine hohe Korrelationen zweier Parameter deuten darauf hin, dass ein linearer Zusammenhang zwischen den beiden Parametern besteht und dass das Modell zu viele Parameter besitzt. Die Korrelationsmatrix ist eine symmetrische Matrix, welche die Korrelationen zwischen den angegebenen Parametern darstellt. Die Korrelationskoeffizienten (Bravais-Pearsonscher Korrelationskoeffizient [91]) können im Bereich $-1 \leq r \leq 1$ liegen, wobei $r = -1$ und $r = 1$ perfekte lineare Zusammenhänge der Parameter darstellen. Ein Korrelationskoeffizient von $r = 0$ beschreibt einen unkorrelierten Zusammenhang. Die Hauptdiagonale besteht aus Einsen, da diese die Korrelationen der Parameter mit sich selbst darstellt. Im Ejektormodell von Lucas besitzen die Parameter a_2 und a_3 bzw. a_1 und a_4 fast eine perfekte Korrelation.

Bei der Parameterschätzung sind niedrige Einträge in den Korrelations- bzw. Kovarianzmatrizen ein Indikator für eine zuverlässige Schätzung der Parameter, siehe King [92]. Daher eignen sich Ejektormodelle, wie im vorherigen Abschnitt vorgestellt, nur bedingt für mathematische Optimierungsverfahren oder die Versuchsplanung, in denen das Schätzen von Parametern elementar ist. Als Alternative wird ein parameterlineares Kennlinienmodell motiviert und vorgestellt. Für die Erstellung des Kennlinienmodells wird eine Parameterreduktion durch Analyse der Messdaten und physikalischen Zusammenhänge durchgeführt. Dann erfolgt eine Linearisierung der Parameter. Der Begriff parameterlinear wird z. B. auch bei Auer et al. [93] verwendet. Die Anforderungen an ein Kennlinienmodell sind folgende. Eine Schätzung der Parameter mit üblichen Schätzverfahren muss möglich sein. Es sollen nur signifikante Parameter im Modell vorhanden sein. Das Kennlinienmodell muss mit vorhandenen Messdaten parametrierbar sein, d. h. die thermodynamischen Zustände an den Eintritt und am Austritt des Ejektors müssen ausreichend sein für eine Parametrierung.

Mathematische Motivation parameterlinearer Modelle

Oben wurde motiviert warum eine Reduktion der Parameter des Ejektormodells sinnvoll ist. Hier wird nun dargelegt, dass auch der Typ der Terme in der Gleichung der Steigung einen Einfluss auf die Korrelationen der Parameter besitzt. Parameterlineare Funktionen sind dabei vorteilhaft. Eine parameterlineare Funktion wird hier als Funktion definiert, in welche zwar die Parameter linear in die Funktion eingehen, die Variablen aber nichtlinearer Form und auch zeitlich veränderlich sein können. Als Beispiel ist die Funktion y in Gleichung 3.12 dargestellt. Dort können die zeitvariablen Größen $x_1(t)$ bis $x_3(t)$ nichtlineare Funktionen sein, aber die Parameter p_1 bis p_3 gehen linear in die Funktion ein.

$$y(x_1, x_2, x_3, t) = p_1 \cdot x_1(t) + p_2 \cdot x_2(t)^2 + p_3 \cdot \ln x_3(t) \quad (3.12)$$

Die bei Lucas [78] verwendete Gleichung 3.10 für die Berechnung der Steigung der Ejektorkennlinie zeichnet sich dadurch aus, dass es sich um eine Potenzfunktion der Unabhängigen $\frac{p_s}{p_d}$, $\frac{Oh_s}{Oh_d}$ und Re_v mit den Parametern a_2 , a_3 und a_4 im Exponenten handelt. Problematisch ist die Verwendung von Potenzfunktionen für Anwendungen, in welchen Parameter an Messdaten angepasst werden müssen.

Wenn die Parameter stark korreliert sind, ist jedoch die direkte Zuordnung der Parameter zu den zu beschreibenden physikalischen Effekten nicht mehr möglich. In dem Fall gibt es mehrere Lösungen für das Schätzproblem, siehe z. B. Johnson [94]. Ein weiteres Argument für die Vermeidung von Korrelationen liegt in der erreichbaren Unsicherheit der Parameter bei der Parameterschätzung. So kann eine hohe Korrelation zwischen Parametern nach Šimůnek et al. [95] zu einer langsamen Konvergenz des Parameterschätzers, zu Uneindeutigkeiten in den Parametern und erhöhten Unsicherheiten der geschätzten Parametern führen. Nach Finsterle et al. [96] und Mailliet et al. [97] deutet eine hohe Korrelation zwischen Parametern auch auf ein inkorrekt gestelltes mathematisches Problem hin, was aussagt, dass die Lösung des Problems nicht eindeutig bestimmt ist.

Eindeutig bestimmte Parameter mit geringer Unsicherheit sind vor allem dann wichtig, wenn die Parameter konkret messbare physikalische Größen, wie Längen oder Durchmesser einer Komponente beschreiben. Ziel ist also hier die Korrelationen der Parameter untereinander und auch die Anzahl der Parameter zu verringern, um die Aussagekraft der Parameter zu erhöhen.

Aufbau parameterlineares Kennlinienmodell für Ejektoren

Ausgehend vom Ejektormodell von Lucas wird die Anzahl der Parameter reduziert und das Modell wird in eine parameterlineare Form überführt. Dabei wird für die Abbildung der Treibdüse ebenfalls der Ansatz von Brennen [85] verwendet. Für die Parameterreduktion werden die Messdaten von Lucas [78] genutzt und nach den Abhängigkeiten des maximalen Druckrückgewinns und der Steigung s von den Eintrittsgrößen in den Ejektor untersucht. Die grundsätzliche Form der Ejektorkennlinie erweist sich als sinnvoll mit

$$\Delta p = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_t} \cdot s + \Delta p_0. \quad (3.13)$$

Für den maximalen Druckrückgewinn Δp_0 stellt sich mit den vorhandenen Messdaten ein linearer Zusammenhang, wie ihn Lucas [78] für seine untersuchten Ejektoren aufgestellt hat, am besten dar. Bei einem linearen Zusammenhang sind die beiden Koeffizienten a und b zwar stark korreliert, jedoch bieten die vorhandenen Messdaten keine Möglichkeit für eine genauere Analyse. Der maximale Druckrückgewinn Δp_0 ergibt sich zu

$$\Delta p_0 = a \cdot p_d + b \cdot p_{\text{krit}}. \quad (3.14)$$

Steigung der Ejektorkennlinie Für die Steigung s der Ejektorkennlinie kommen nun die Temperaturen und Drücke am Eintritt der Saug- und Treibdüse und die Massenströme in Frage, sowie abgeleitete Größen. Für die Untersuchung der Abhängigkeiten wird ein Regressionsverfahren verwendet, mit dessen Hilfe auch die Korrelation zwischen den gewählten Parametern berechnet werden kann. Dadurch ist es möglich hohe Korrelationen durch geschickte Modellierung zu vermeiden. Weiterhin lässt sich die Güte der Parameterschätzung mit Hilfe statistischer Kenngrößen bestimmen. So wurden zur Erstellung des finalen parameterlinearen Kennlinienmodells unterschiedliche Varianten der Gleichung der Steigung mit verschiedenen unabhängigen Variablen und Parametern erstellt und die Qualität der Abbildung der Messdaten durch das Modell verglichen. Das finale parameterlineare Kennlinienmodell zeigt die beste Güte der Abbildung der Messdaten und die geringste Korrelation der Parameter.

Im Folgenden werden ausgewählte Größen und deren möglicher Einfluss auf die Steigung s der Ejektorkennlinie diskutiert. Der Einfluss der Eintrittstemperatur in die Saugdüse kann hier nicht abgebildet werden, da nur Erfahrungen für Betriebszustände vorliegen, an denen eine Überhitzung des Kältemittels vor der Saugdüse von ca. 5 K vorliegt. Die Eintrittstemperatur in die Treibdüse hat einen wesentlichen Einfluss auf die Dichte des Kältemittels und folglich auf den Treibmassenstrom des Ejektors. Der Einfluss der Treibdüseeneintrittstemperatur auf die Steigung s der Ejektorkennlinie oder des maximalen Druckrückgewinns ist jedoch nach der Analyse der Messdaten zu vernachlässigen. Massen- oder Volumenströme werden auf die Treibdüsenquerschnittsfläche bezogen. Der

Saugvolumenstrom kann aus folgenden Gründen nicht als Variable in der Steigung der Ejektorkennlinie einfließen. Die Ejektorkennlinie ist nach Lucas [78] eine Gerade, welche bei gleichen thermodynamischen Zuständen an den Saug- und Treibeintrittsdüsen die gleiche Steigung besitzt. Wenn sich nun der Saugmassenstrom verändert, hat dies nur eine Änderung des Druckrückgewinns zur Folge. Die Steigung bleibt gleich. Somit kann der Saugmassenstrom keinen Einfluss auf die Steigung der Ejektorkennlinie haben. Der Treibmassenstrom wird in einen Volumenstrom am Eintritt der Treibdüse umgerechnet und auf die Treibdüsenquerschnittsfläche im engsten Querschnitt der Treibdüse bezogen

$$\frac{\dot{V}_d}{A_t} = \frac{\dot{m}_d}{\rho_d \cdot A_t}. \quad (3.15)$$

Dies stellt zwar von der Einheit her eine Geschwindigkeit dar, es ist jedoch nicht die Strömungsgeschwindigkeit im engsten Querschnitt der Treibdüse, da der thermodynamische Zustand dort nicht bekannt ist. Es handelt sich hier nur um eine Möglichkeit, die Form der Ejektorkennlinie unabhängig von der Größe des Ejektors zu bestimmen. Die Steigung der Ejektorkennlinie kann durch die Abhängigkeit vom Treibdüsen Eintrittsdruck, vom Saugdüsen Eintrittsdruck und vom bezogenen Treibdüsenvolumenstrom vereinfacht dargestellt werden. Die Reynoldszahl wird durch

$$Re = \frac{\rho_d \cdot v_d \cdot d_t}{\eta_d}, \quad (3.16)$$

definiert, wobei die Geschwindigkeit v_d über den Eintrittsvolumenstrom \dot{V}_d wie folgt berechnet wird

$$v_d = \frac{\dot{V}_d}{A_t}. \quad (3.17)$$

Die Steigung s der Ejektorkennlinie wird nun berechnet mit

$$s = c \cdot p_s + d \cdot Re \cdot p_s \cdot \frac{d_{t,nom}}{d_t} + e \cdot p_{krit}. \quad (3.18)$$

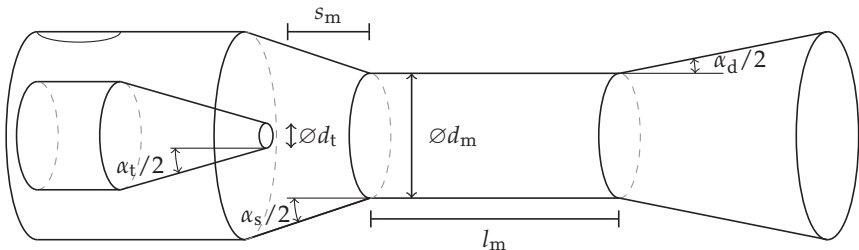


Abbildung 3.4: Bezeichnung der geometrischen Größen des Ejektors.

Tabelle 3.2: Geometrieparameter des Ejektors A, welcher für die Parametrierung verwendet wird.

| Bezeichnung | | Ejektor A |
|---|--------------------------|-----------|
| Treibdüsenaustrittsdurchmesser | d_t | 0,62 mm |
| Mischrohrquerschnittsfläche zur engsten Treibdüsenquerschnittsfläche | $\Pi = \frac{A_m}{A_t}$ | 6,66 |
| Mischrohlänge zu Mischrohrdurchmesser | $\Psi = \frac{l_m}{d_m}$ | 21,4 |
| Diffusorwinkel | α_d (Vollwinkel) | 4° |
| Saugdüsenwinkel | α_s | 22,5° |
| Abstand Treibdüsenaustritt zu Mischrohranfang | s_m | 4,5 mm |

Parameterschätzung Wie oben beschrieben wird das hier erstellte Modell mit Messdaten von Lucas [78] parametrieret. Es wird der von ihm mit *Ejektor A* bezeichnete Ejektor verwendet. Für den bei Lucas [78] mit *Ejektor B* bezeichneten Ejektor liegen keine Messdaten für den maximalen Druckrückgewinn vor. Lucas berechnet die Ejektorkennlinie für den Ejektor B mit Hilfe von CFD-Daten. Tabelle 3.2 beschreibt die geometrischen Daten des hier beschriebenen Ejektors, sowie der in den folgenden Abschnitten verwendeten Ejektoren. Zur Darstellung der Ergebnisse der Parametrierung der Ejektoren werden die simulierten Ejektoreffizienzen und Druckrückgewinne mit den jeweiligen gemessenen Werten verglichen. Abbildung 3.5 zeigt die simulierten Ejektoreffizienzen bzw. Druckdifferenzen über den gemessenen Werten für eine Treibdüsen Eintrittstemperatur $T_d = 30^\circ\text{C}$ und einen Saugdruck $p_s = 34$ bar. Die Ejektoreffizienz ist ein Resultat der Ejektorkennlinie. Diese kann somit ebenfalls für eine Verifizierung des Modells herangezogen werden. Weitere Diagramme sind in Anhang B.5 zu finden. Die Güte der Parameterschätzung ist als gut einzustufen.

Tabelle 3.3: Parameter und deren Werte für Gleichung 3.14 und Gleichung 3.18 des parameterlinearen Kennlinienmodells aus der Parameterschätzung. Messdaten von Lucas und Schröder et al. [88], Lucas und Schröder et al. [89] und Han [90] wurden verwendet.

| Name | Einheit | Ejektor A |
|------|---------|------------------------|
| a | - | $1,492 \cdot 10^{-1}$ |
| b | - | $-6,746 \cdot 10^{-2}$ |
| c | - | $3,748 \cdot 10^{-1}$ |
| d | - | $-1,467 \cdot 10^{-1}$ |
| e | - | $-5,495 \cdot 10^{-7}$ |

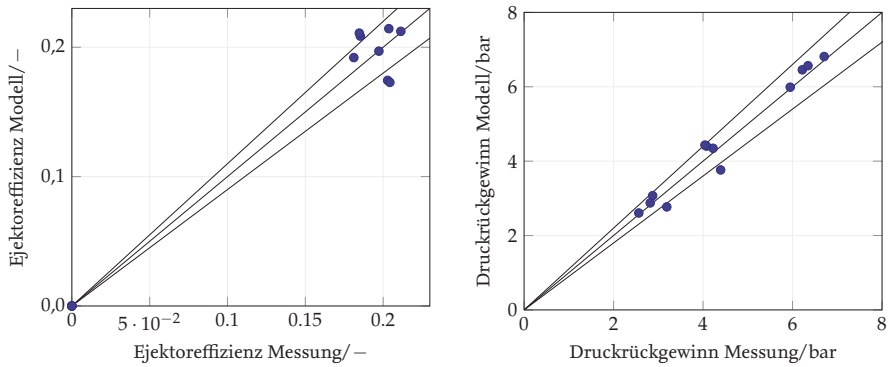


Abbildung 3.5: Ergebnisse der Parameterschätzung des parameterlinearen Kennlinienmodells mit den Messdaten von Ejektor A, Treibdüsen Eintrittstemperatur $T_d = 30^\circ\text{C}$, Saugdruck $p_s = 34\text{ bar}$.

Auswertung der Korrelationen im parameterlinearen Kennlinienmodell Die Korrelationsmatrix für die Steigung vom Ejektormodell von Lucas mit fünf Parametern in Tabelle 3.1 zeigt viele *starke Korrelationen* und deutet auf eine zu hohe Anzahl an Parametern. Für das parameterlineare Kennlinienmodell ist die Korrelationsmatrix in Tabelle 3.4 dargestellt. Es ist im parameterlinearen Kennlinienmodell nur noch eine *starke* Korrelationen vorhanden, die übrig gebliebenen Korrelationen lassen sich nach Fahrmeir et al. [91] als *mittlere* bzw. *schwache* Korrelationen charakterisieren. Die Parameter d und e sind sogar fast unkorreliert. Außerdem konnte die Anzahl der Parameter von fünf auf drei reduziert werden.

Tabelle 3.4: Korrelationsmatrix der Parameter der Gleichung der Steigung (Gl. 3.18) des parameterlinearen Kennlinienmodells. Es sind zwei Parameter weniger als beim Ejektormodell von Lucas vorhanden. Die Korrelationskoeffizienten r sind geringer, *starke* Korrelationen sind nicht mehr vorhanden.

| | c | d | e |
|-----|-------|-------|-------|
| c | 1 | -0.89 | -0.41 |
| d | -0.89 | 1 | -0.04 |
| e | -0.41 | -0.04 | 1 |

Wie anhand der Korrelationsmatrix in Tabelle 3.4 zu erkenne ist, liegt noch eine starke Korrelation zwischen den Parameter c und d vor. Die noch vorhandene Korrelation ist erklärbar. Die Parameter c und d sind beide in Termen mit dem Druck drin. Das hier erstellte Modell hat hinsichtlich der Korrelationen der Parameter somit noch Verbesserungspotential. Als Ausblick wäre hier die Nutzung von Parametern zu nennen, welche die Geometrie des untersuchten Ejektors widerspiegeln und somit eine modellbasierte Auslegung eines Ejektor ermöglichen.

3.3 Ejektorgeometrien und das parameterlineare Kennlinienmodell für Ejektoren

In diesem Abschnitt wird dargestellt, dass das parameterlineare Kennlinienmodell Ejektoren verschiedener Geometrie und Größe abbilden kann. Es werden in diesem Abschnitt vier parametrisierte Kennlinienmodelle für einen Ejektor mit variiertem Mischrohrdurchmesser erstellt, um verschiedene innere Geometrien eines Ejektors darzustellen. Mit Hilfe dieser der hier erstellten Kennlinienmodelle für verschiedene Ejektorgeometrien wird später gezeigt wie die innere Geometrie eines Ejektors bei der Auswahl von Ejektoren für eine Kälteanlage berücksichtigt werden kann.

Außerdem wird ein parametrisiertes Kennlinienmodell für einen Ejektor mit großem Treibdüsendurchmesser mit einem Kennlinienmodell eines Ejektors mit kleinem Treibdüsendurchmesser verglichen. Dafür werden Messdaten einer Geometrieuntersuchung eines kleinen Ejektors und Messdaten eines vergleichbar großen Ejektors verwendet.

Vorteil des parameterlinearen Kennlinienmodells Das in Abschnitt 3.2 vorgestellte parameterlineare Kennlinienmodell erweist sich als vorteilhaft bei der Parametrierung, da nicht die komplette Kennlinie des Ejektors bei einem Betriebspunkt vermessen werden muss. Lucas [78] zeigt, dass die Ejektorkennlinie, die bei ihm Drosselkurve genannt wird, im üblichen Betriebsbereich eines Ejektors eine Gerade ist. Für den Beweis betreibt er einen Ejektor mit drei verschiedenen Massenstromverhältnissen bei ansonsten gleichen Eintrittszuständen in die Treib- und Saugdüse. Somit kann die Geradengleichung bestimmt und bewiesen werden. Die hier genutzten Messdaten von Ejektoren wurden nicht bei unterschiedlichen Massenstromverhältnissen aufgenommen und können trotzdem mit dem parameterlinearen Kennlinienmodell genutzt werden. Hier wird gezeigt, dass es auch möglich ist das parameterlineare Kennlinienmodell mit Messdaten zu parametrieren, welche nicht speziell für die Erstellung einer Ejektorkennlinie aufgenommen worden sind.

Geometrie von Ejektoren am Beispiel des Mischrohrdurchmessers

Die Auslegung von Ejektoren erfolgt einerseits mittels Erfahrung, andererseits werden auch Techniken wie CFD oder analytische Modelle eingesetzt, um für Anwendungen die geeignete Ejektorgeometrie zu finden. Eine Auswahl an Arbeiten zur Auslegung bzw. Geometrieoptimierung für bestimmte Anwendungsfälle wird im Folgenden präsentiert. Experimentelle Geometrieuntersuchungen zu Ejektoren werden u. a. durchgeführt von Lucas et al. [98], Nakagawa et al. [99] und Banasiak et al. [100]. In diesen Arbeiten werden die Geometrieparameter eines Ejektors verändert und Messungen der Ejektoreffizienz bei unterschiedlichen Randbedingungen durchgeführt. Tischendorf [101] zeigt das Vorgehen bei der Dimensionierung eines Ejektors für alle Komponenten auf. Lucas et al. [98] führt

eine messtechnische Untersuchung von Ejektoren mit unterschiedlichen Geometrieparametern durch, wobei nur jeweils ein Geometrieparameter verändert wird, um dessen Einfluss auf die Ejektoreffizienz zu ermitteln. Es werden die Länge des Mischrohres bei konstantem Durchmesser, der Durchmesser bei konstanter Länge und der Abstand des Mischrohres von der Spitze der Treibdüse variiert. Die Mischrohrlänge bezogen auf den Mischrohrdurchmesser wird in vier Verhältnissen verändert mit dem Ergebnis, dass ein Wert von 10 das optimale Verhältnis von Mischrohrlänge zu Mischrohrdurchmesser ist. Als wichtigster Geometrieparameter hat sich der Mischrohrdurchmesser herausgestellt, welcher nicht nur einen Einfluss auf die Ejektoreffizienz, sondern auch auf die Position der maximalen Ejektoreffizienz bezogen auf den Treibdüseneintrittsdruck besitzt. Folglich kann keine allgemeingültige Aussage über den richtigen Durchmesser des Mischrohres gegeben werden, ohne die Randbedingungen des Ejektoreinsatzes zu berücksichtigen. Palacz et al. [102] nutzen CFD-Software für die Optimierung des Mischrohrdurchmessers eines CO₂-Ejektors. Sie bestätigen andere Untersuchungen, nach denen der Mischrohrdurchmesser den größten Einfluss auf die Ejektoreffizienz besitzt und dieser das Ziel der Wahl bei der Optimierung eines Ejektors darstellt. In Palacz et al. [103] wird ebenfalls die Geometrie eines CO₂-Ejektors mit Hilfe von CFD-Simulationen optimiert. Hier konnte eine Ejektoreffizienzsteigerung von 6 % erreicht werden.

Um die Auswirkung einer Geometrieänderung auf die Gestalt der Ejektorkennlinie zu beschreiben, werden die Messdaten Lucas und Schröder et al. [98] verwendet, die eine Variation des Mischrohrdurchmessers in vier Stufen durchführen. Für jede der vier verschiedenen Geometrien wird hier ein Parametersatz des parameterlinearen Kennlinienmodells an die Messdaten angepasst.

Als veränderter Geometrieparameter wird hier analog zu Lucas und Schröder et al. [98] das Verhältnis der Mischrohrquerschnittsfläche zum Treibdüsenaustrittsquerschnittsfläche Π verwendet

$$\Pi = \frac{A_m}{A_t} = \frac{d_m^2}{d_t^2}. \quad (3.19)$$

Die Verwendung von dem Verhältnis Π als veränderlicher Geometrieparameter ist sinnvoll, da mit diesem Parameter die Lage der optimalen Ejektoreffizienz über dem Treibdüseneintrittsdruck verändert wird. Ejektoren mit einem großen Verhältnis Π besitzen das Optimum der Ejektoreffizienz bei hohen Treibdüseneintrittsdrücken. Bei Ejektoren mit kleinem Verhältnis Π liegt dieses Optimum bei kleineren Treibdüseneintrittsdrücken.

Anwendung parameterlineares Kennlinienmodell für Ejektoren auf Messdaten einer Variation des Mischrohrdurchmessers Bei den Untersuchungen des Einflusses des Mischrohres von Lucas und Schröder et al. [98] wurde die gleiche Treib- und Saugdüse wie bei dem Ejektor A von Lucas [78] verwendet, welche für die Erstellung des parameterlinearen Kennlinienmodells in Abschnitt 3.2 genutzt wird. Bei den Untersuchungen des Einflusses des

Mischrohr wurde nur eine Treibdüsen Eintrittstemperatur von $T_d = 35^\circ\text{C}$ vermessen. Daher kann Parameter a aus den Messungen nicht bestimmt werden. Dieser Parameter a wird daher aus Tabelle 3.3 übernommen. Nur über den Koeffizient b des maximalen Druckrückgewinns wird ein Einfluss des Mischrohrs auf den maximalen Druckrückgewinn in Gleichung 3.14 abgebildet. Die Steigung der Ejektorkennlinie wird nach Gleichung 3.18 berechnet. Die Geometrieparameter der Ejektoren, deren Messdaten verwendet werden, sind in Tabelle 3.6 dargestellt. Die Ejektoren mit dem veränderten Verhältnis Π werden dort mit Π_1 bis Π_4 bezeichnet.

Ergebnisse Variation des Mischrohrdurchmessers Bei Lucas [78] wird die Darstellung der Ejektoreffizienz über dem Treibdüsen Eintrittsdruck verwendet, um Ejektoren zu charakterisieren. Die gleiche Darstellung wird hier verwendet, um zu zeigen, dass die erstellte Ejektorkennlinie den Betrieb des Ejektors wiedergibt. Es ist zu erkennen, dass der Verlauf der Ejektoreffizienz über dem Treibdüsen Eintrittsdruck für alle veränderten Geometrieparameter mit dem Ejektorkennlinienmodell wiedergegeben werden kann. Die Ergebnisse der Parameterschätzungen zeigen eine gute Wiedergabe der Messdaten bei den Druckrückgewinnen und Ejektoreffizienzen. Ein ähnliches Verhalten ist bei Banasiak et al. [84] zu erkennen, die zwei Ejektorkennlinien vergleichen, die durch eine 1-dimensionale Simulation erstellt werden.

Für die Beurteilung der Ergebnisse der Parameterschätzungen werden die Ejektoreffizienzen als Kennzahl herangezogen. Die folgenden Abbildungen 3.6 und 3.7 zeigen die simulierte und die gemessene Ejektoreffizienz über dem Treibdüsen Eintrittsdruck für die Ejektoren mit verändertem Mischrohr, sowie die Ejektorkennlinien dieser Ejektoren. Es ist im Allgemeinen eine gute Übereinstimmung der gemessenen mit den simulierten Ejektoreffizienzen erkennbar.

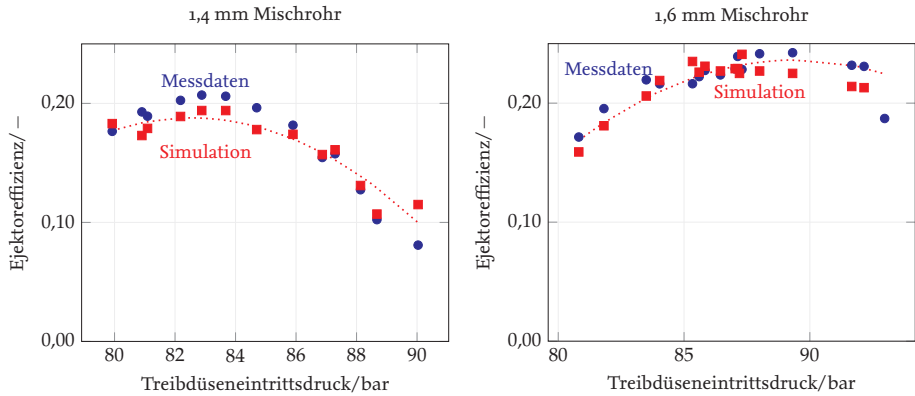


Abbildung 3.6: Vergleich der gemessenen und simulierten Ejektoreffizienz bei Veränderung des Mischrohrdurchmessers auf 1,4 mm und 1,6 mm.

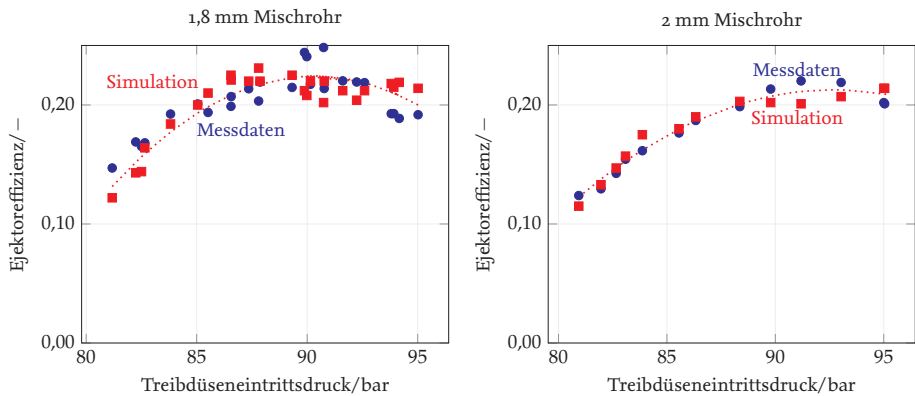


Abbildung 3.7: Vergleich der gemessenen und simulierten Ejektoreffizienz bei Veränderung des Mischrohrdurchmessers. Für jeden Mischrohrdurchmesser 1,8 mm und 2,0 mm wurde je eine Ejektorkennlinie parametrieret.

Geometrie von Ejektoren am Beispiel des Treibdüsendurchmessers

Das Ziel dieses Abschnitts ist die Anwendbarkeit des parameterlinearen Kennlinienmodells für Ejektoren unterschiedlicher Treibdüsendgröße zu demonstrieren. Außerdem wird mit Hilfe dieser Messungen bewiesen, dass es nicht notwendig ist den maximalen Druckrückgewinn eines Ejektors zu messen, um ein parameterlineares Kennlinienmodell eines Ejektors zu parametrieren.

In diesem Abschnitt werden Messungen einer industriellen Kälteanlage vorgestellt, welche als Versuchsstand für einen Ejektor umgebaut worden ist. In dem Versuchsstand ist ein Ejektor installiert, welcher einen Treibdüsendurchmesser von 7,8 mm besitzt. Abbildung 3.8 zeigt den Aufbau dieses Ejektors, Schröder et al. [104] beschreiben die Anlage, in welcher der Ejektor eingesetzt wird, und in Schröder et al. [105] werden gemessene Ejektoreffizienzen für den Ejektor vorgestellt. Die geometrischen Daten des Ejektors werden in Tabelle 3.5 dargestellt. Weitere Details zum Aufbau des Prüfstands finden sich bei Brauer et al. [106].

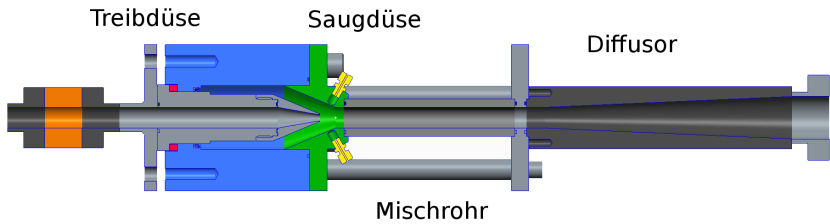


Abbildung 3.8: Aufbau des Ejektors mit einem Treibdüsendurchmesser $d_t = 7,8$ mm. Quelle: [106]

Zur Auswertung der Messdaten ist in Abbildung 3.9 die Ejektoreffizienz für einen Saugdruck von 40 bar und einer Treibdüsen Eintrittstemperatur 30°C über dem Treibdüsen eintrittsdruck aufgetragen. Für einen Vergleich der Ejektoreffizienz des großen Ejektors mit $d_t = 7,8$ mm mit der eines kleinen Ejektors $d_t = 1$ mm bei gleichen Betriebsbedin-

Tabelle 3.5: Geometriedaten des Ejektors mit Treibdüsendurchmesser $d_t = 7,8$ mm

| | | |
|--|--|------------|
| Treibdüsenaustrittsdurchmesser | d_t | 7,8 mm |
| Mischrohrfläche bezogen zur Treibdüsenfläche | $\Pi = A_{\text{Misch}} / A_t$ | 10,27 |
| Mischrohlänge zu Mischrohrdurchmesser | $\Psi = l_{\text{Misch}} / d_{\text{Misch}}$ | 10 |
| Diffusorwinkel | α_d | 5° |
| Saugdüsenwinkel | α_s | 45° |
| Winkel Treibdüsen spitze außen | α_t | 45° |
| Abstand Treibdüsenaustritt zu Mischrohrreintritt | s_m | 19 mm |

gungen, ist für einen kleinen Ejektor ebenfalls die Ejektoreffizienz über dem Treibdüsen-eintrittsdruck aufgetragen. Die Messungen vom kleinen Ejektor wurden von Han [90] durchgeführt und wurden mit dem gleichen Ejektor wie in Lucas [78] aufgenommen.

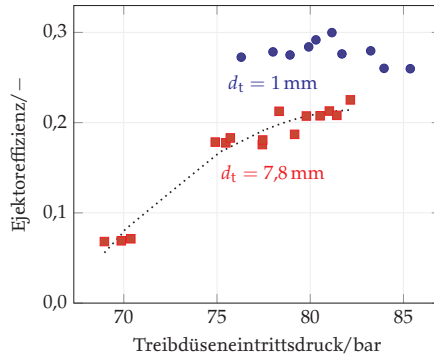


Abbildung 3.9: Ejektoreffizienz über dem Treibdüsen-eintrittsdruck, Saugdruck 40 bar, Treibdüsen-eintrittstemperatur 30 °C. Vergleich des großen Ejektors mit Treibdüsendurchmesser $d_t = 7,8$ mm mit einem kleinen Ejektor mit Treibdüsendurchmesser $d_t = 1$ mm.

Auf Grund einer begrenzten Abscheidefähigkeit des Separators konnten keine höheren Saugmassenströme und somit keine höheren Massenstromverhältnisse eingestellt werden. Auch der einstellbare Treibdüsen-eintrittsdruck wurde dadurch begrenzt. Daher konnte auch das Maximum der Ejektoreffizienz über dem Treibdüsen-eintrittsdruck nicht gefunden werden. Der Verlauf der Ejektoreffizienz über dem Treibdüsen-eintrittsdruck lässt jedoch erwarten, dass auch mit dem großen Ejektor höhere Ejektoreffizienzen erreicht werden können. Jedoch erscheinen gleich hohe Ejektoreffizienzen wie bei dem kleineren Ejektor nicht erreicht zu werden.

Parameterlineares Kennlinienmodell für Ejektor mit Treibdüsendurchmesser $d_t = 7,8$ mm

Das Kennlinienmodell kann neben den Ejektoren mit kleinem Treibdüsendurchmesser von 0,62 mm auch für große Ejektoren verwendet werden. Um dies zu zeigen, wird hier das Kennlinienmodell mit den Messdaten des Ejektors mit einem Treibdüsendurchmesser von 7,8 mm aus Abschnitt 3.3 parametrisiert.

Da der Ejektor *Eje. 7,8* nur für einen Saugdruck vermessen wurde, ist es bei der Steigung der parameterlinearen Kennlinie in Gleichung 3.18 nicht möglich den Parameter c zu schätzen, dafür wären eine größere Anzahl an Saugdrücken notwendig. Da der Ejektor *Eje. 7,8* ein ähnliches Verhältnis der Mischrohrquerschnittsfläche zur Treibdüsenquerschnittsfläche $\Pi = 10,27$ wie der Ejektor *Eje. Π_4* mit $\Pi = 10,41$ aus der Variation der Mischrohre besitzt, wird der Parameter c vom Ejektor *Eje. Π_4* übernommen. Die Parameter des parameterlinearen Kennlinienmodells für den Ejektor mit $d_t = 7,8$ mm sind mit

den Parametern der anderen parameterlinearen Kennlinienmodelle in Tabelle 3.7 zu finden. Die Geometrieparameter sind zum Vergleich mit den anderen Ejektoren ebenfalls in Tabelle 3.6 zu finden. Bei diesen Messungen wurde der maximale Druckrückgewinn nicht gemessen. Die Parameterschätzung für die Parametrierung des Kennlinienmodells ist jedoch auch mit diesen Messdaten möglich, wie die Ergebnisse zeigen. Das Ergebnis der Parameterschätzung ist in Abbildung 3.10 in Form der Ejektoreffizienz über dem Treibdüsen Eintrittsdruck dargestellt. Es zu eine gute Übereinstimmung der Messung mit der Simulation erkennbar. Somit können sämtliche Ejektoren mit dem vorgestellten Modell parametrieren werden.

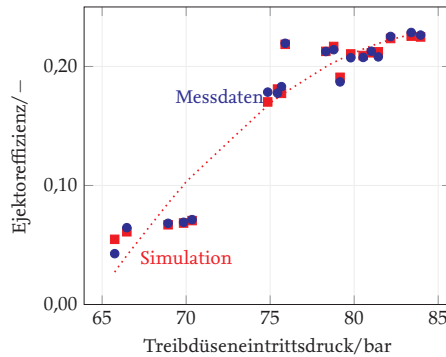


Abbildung 3.10: Vergleich der gemessenen und simulierten Ejektoreffizienz des Ejektors mit dem Treibdüsendurchmesser $d_t = 7,8$ mm.

Ejektoreffizienz von Ejektoren großer Treibdüsen Bodys et al. [107] zeigen ebenfalls bei ihrer numerischen Untersuchung eines Multi-Ejektor Moduls mit drei Ejektoren unterschiedlicher Größe, dass die Ejektoreffizienz mit der Größe des Ejektors abnimmt. Die absoluten Treibdüsengrößen der drei Ejektoren werden nicht beschrieben. Die Verhältnisse der Treibmassenströme der Ejektoren sind so, dass der mittlere Ejektor den doppelten Treibmassenstrom des kleinen Ejektors und der große Ejektor den doppelten Treibmassenstrom des mittleren Ejektors besitzt. Neben diesen Messungen zeigen auch Kriezi et al. [43], dass eine Skalierung von Ejektoren möglich ist. Kriezi et al. [44] schreiben jedoch, dass es bei einer Skalierung von Ejektoren, bei der alle geometrischen Größen gleichmäßig skaliert werden, keine Änderung der Ejektoreffizienz geben sollte. Eine Abschwächung der Ejektoreffizienz mit der Vergrößerung des Ejektors scheint vorhanden zu sein, es sind bis jetzt zu wenige Untersuchungen zu Abnahme der Ejektoreffizienz bei der Skalierung vorhanden, um den Effekt gesichert zu berücksichtigen.

Auf Grund dessen wird in der folgenden Untersuchung davon ausgegangen, dass die Skalierung von Ejektoren keinen negativen Effekt auf die Ejektoreffizienz hat und ein kleiner und ein großer Ejektor bei gleichen Randbedingungen die gleiche Charakteristik und somit die gleiche Ejektoreffizienz besitzen.

Tabelle 3.6: Geometrieparameter der in dieser Arbeit für die Parametrierung der Ejektormodelle verwendeten vermessenen Ejektoren.

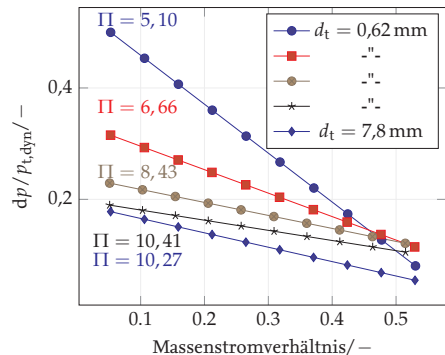
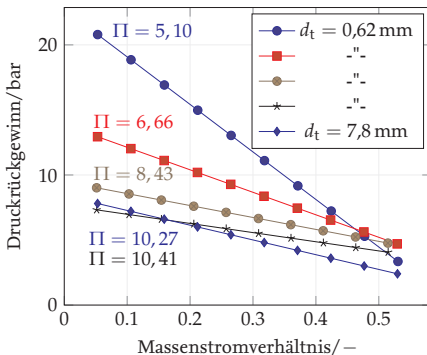
| Bezeichnung | | Eje. 7,8 | Eje. A | Eje. Π ₁ | Eje. Π ₂ | Eje. Π ₃ | Eje. Π ₄ |
|--|------------|----------|---------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| Treibdüsenaustrittsdurchmesser | d_t | 7,8 mm | 0,62 mm | 0,62 mm | 0,62 mm | 0,62 mm | 0,62 mm |
| Mischrohrfläche zum engsten | Π | 10,27 | 6,66 | 5,1 | 6,66 | 8,43 | 10,41 |
| Treibdüsenquerschnitt | | | | | | | |
| Mischrohrdurchmesser | d_m | 25 mm | 1,6 mm | 1,4 mm | 1,6 mm | 1,8 mm | 2,0 mm |
| Mischrohrlänge zu Mischrohrdurchmesser | Ψ | 10 | 21,4 | 10 | 10 | 10 | 10 |
| Diffusorwinkel (Vollwinkel) | α_d | 5° | 4° | 4° | 4° | 4° | 4° |
| Saugdüsenwinkel (Vollwinkel) | α_s | | | | 45° | | |
| Abstand Treibdüsenaustritt Mischrohranfang | s | 19 mm | 4,5 mm | 4,5 mm | 4,5 mm | 4,5 mm | 4,5 mm |

Tabelle 3.7: Parameter des parameterlinearen Kennlinienmodells aus der Parameterschätzung für die Gleichung 3.14 des maximalen Druckrückgewinns Δp_o und die Gleichung 3.18 der Steigung s.

| Name | Einheit | Eje. 7,8 | Eje. A | Eje. Π ₁ | Eje. Π ₂ | Eje. Π ₃ | Eje. Π ₄ |
|------|---------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| a | - | $1,136 \cdot 10^{-1}$ | $1,492 \cdot 10^{-1}$ | $1,492 \cdot 10^{-1}$ | $1,492 \cdot 10^{-1}$ | $1,492 \cdot 10^{-1}$ | $1,492 \cdot 10^{-1}$ |
| b | - | $-1,928 \cdot 10^{-2}$ | $-6,746 \cdot 10^{-2}$ | $1,324 \cdot 10^{-1}$ | $1,300 \cdot 10^{-2}$ | $-4,643 \cdot 10^{-2}$ | $-7,047 \cdot 10^{-2}$ |
| c | - | $3,325 \cdot 10^{-1}$ | $3,748 \cdot 10^{-1}$ | 1,538 | $4,293 \cdot 10^{-1}$ | $6,747 \cdot 10^{-1}$ | $3,325 \cdot 10^{-1}$ |
| d | - | $-2,591 \cdot 10^{-1}$ | $-1,467 \cdot 10^{-1}$ | $-7,486 \cdot 10^{-1}$ | $-3,146 \cdot 10^{-1}$ | $-1,971 \cdot 10^{-1}$ | $-1,103 \cdot 10^{-1}$ |
| e | - | $-1,891 \cdot 10^{-7}$ | $-5,495 \cdot 10^{-7}$ | $-1,808 \cdot 10^{-6}$ | $-4,662 \cdot 10^{-7}$ | $-9,669 \cdot 10^{-7}$ | $-5,627 \cdot 10^{-7}$ |

Kennlinien der Ejektoren mit unterschiedlicher Geometrie

Abbildung 3.11a zeigt die Ejektorkennlinien der vier Ejektoren der Variation des Mischrohrdurchmessers *Eje.* Π_1 bis *Eje.* Π_4 mit dem Treibdüsendurchmesser $d_t = 0,62$ mm und des großen Ejektors *Eje.* 7,8 mit dem Treibdüsendurchmesser $d_t = 7,8$ mm. Bei der Variation des Mischrohrdurchmessers zeigt sich, dass sich die vier verschiedenen Mischrohrdurchmesser auf die Steigung der Ejektorkennlinie auswirken. Mit größerem Mischrohrdurchmesser, also größerem Verhältnis der Mischrohrquerschnittsfläche zur Treibdüsenquerschnittsfläche Π , wird die Steigung geringer. Der maximale Druckrückgewinn verringert sich mit steigendem Mischrohrdurchmesser. Der große Ejektor mit dem Treibdüsendurchmesser $d_t = 7,8$ mm hat fast das gleiche Verhältnis der Mischrohrquerschnittsfläche zur Treibdüsenquerschnittsfläche $\Pi = 10,27$ wie der Ejektor *Eje.* Π_4 mit $\Pi = 10,41$. Für die beiden simulierten Ejektoren mit $\Pi = 10,27$ und $\Pi = 10,41$ lässt sich feststellen, dass die Kennlinie für den Ejektor mit dem Treibdüsendurchmesser von $d_t = 7,8$ mm und $\Pi = 10,27$ zu höheren Massenstromverhältnissen stärker abfällt, als die Kennlinie für den Ejektor mit $d_t = 1$ mm und $\Pi = 10,41$. Bei geringem Massenstromverhältnis liegen die beiden Kennlinien jedoch übereinander. Der Verlauf der beiden Kennlinien deckt sich mit der Höhe der Ejektoreffizienz des Ejektors mit dem Treibdüsendurchmesser von $d_t = 7,8$ mm. Diese ist deutlich geringer als die Ejektoreffizienz eines vergleichbaren kleineren Ejektors mit einem Treibdüsendurchmesser von $d_t = 1$ mm, siehe Abbildung 3.9.



(a) Simulierte Ejektorkennlinien für Mischrohrdurchmesser von 1,4 mm, 1,6 mm, 1,8 mm und 2,0 mm für den Ejektor mit dem Treibdüsendurchmesser $d_t = 0,62$ mm. Außerdem Ejektorkennlinie für den Ejektor mit Treibdüsendurchmesser $d_t = 7,8$ mm.

(b) Dimensionslose simulierte Ejektorkennlinien für Mischrohrdurchmesser von 1,4 mm, 1,6 mm, 1,8 mm und 2,0 mm für den Ejektor mit Treibdüsendurchmesser $d_t = 0,62$ mm und für den Ejektor mit Treibdüsendurchmesser $d_t = 7,8$ mm.

Abbildung 3.11: Simulierte Ejektorkennlinien für die Betriebsbedingungen: Saugdruck $p_s = 34$ bar, Treibdruck $p_d = 86,5$ bar, Eintrittstemperatur Treibdüse $T_t = 35^\circ\text{C}$.

In der Abbildung 3.11b wird der Druckrückgewinn dp dimensionslos dargestellt. Dazu wird der Druckrückgewinn auf den dynamischen Druck im engsten Querschnitt der Treibdüse mit der Fläche A_t bezogen. Für die Berechnung des dynamischen Drucks wird angenommen, dass die potentielle Energie am Eintrittsstutzen des Ejektors in der Treibdüse komplett in kinetische Energie umwandelt wird. Die Treibdüse wird adiabat und verlustfrei angenommen. Der aus der kinetischen Energie resultierende dynamische Druck im engsten Querschnitt der Treibdüse $p_{t,dyn}$ lässt sich nach Gleichung 3.20 berechnen. Wobei die Geschwindigkeit v_t über Gleichung 3.21 und die Dichte ρ_t über Gleichung 3.22 als Funktion des Saugdrucks p_s und der Entropie am Eintritt der Treibdüse s_d berechnet wird. Diesen Ansatz für die Berechnung der Geschwindigkeit im engsten Querschnitt der Treibdüse verwendet Lucas [78] ebenfalls.

$$p_{t,dyn} = \frac{\rho_t v_t^2}{2} \quad (3.20)$$

$$v_t = \frac{\dot{m}_d}{\rho_t A_t} \quad (3.21)$$

$$\rho_t = f(p_s, s_d) \quad (3.22)$$

Es ist erkennbar, dass der Verlauf des dimensionslosen Druckrückgewinns ähnlich ist wie der Verlauf des nicht-dimensionslosen Druckrückgewinns.

Gültigkeitsbereich und Grenzen des parameterlinearen Kennlinienmodells Das vorgestellte parameterlineare Kennlinienmodell ist ein datengetriebenes Modell. Daher werden physikalische Effekte gerade außerhalb der Randbereiche der für die Parametrierung herangezogenen Messdaten nicht sinnvoll abgebildet. Mit folgenden Grenzen der Gültigkeit ist zu rechnen. Da die Parametrierung der parameterlinearen Kennlinienmodelle auf Messdaten basiert, bei denen eine konstante Überhitzung von 5 K eingestellt wurde, ist nicht bekannt, wie sich der Ejektor bei einer veränderlichen Überhitzung verhält. Daher wird auch hier die Überhitzung auf einen konstanten Wert von 5 K festgelegt. Eine Verminderung der Überhitzung wäre jedoch sinnvoll und bei Ejektorkreisläufen auch möglich, da flüssiges Kältemittel aus dem Verdampfer im Separator gesammelt werden kann und nicht dem Verdichter schadet. Eine Untersuchung der Auswirkung der Überhitzung oder Unterkühlung des Kältemittels am Saugeintritt des Ejektors sollte Gegenstand der weiteren Forschung an Ejektoren sein. Der Gültigkeitsbereich bezüglich der Überhitzung am Saugeintritt der Ejektoren liegt also bei einer Überhitzung von 5 K. Bei der Analyse der Messdaten, die für die Parametrierung des parameterlinearen Kennlinienmodells verwendet werden, fällt auf, dass der Großteil der aufgenommenen Messpunkte Betriebspunkte zeigt, welche sich links des Maximums der Ejektoreffizienz befinden. Messpunkte mit höheren Treibdüsen Eintrittsdrücken besitzen einen geringeren Anteil, wie die Abbildungen 3.6 und 3.7 zeigen. Dies hat zur Folge, dass der Anstieg der Ejektoreffizienz bei

zunehmenden Treibdüsen Eintrittsdruck sehr gut abgebildet wird, der Abfall bei höheren Drücken wird weniger gut abgebildet. Die anderen Randbedingungen des Ejektors bleiben konstant, wobei die Steigung und der maximale Druckrückgewinn der Ejektorkennlinie immer nur für einen Treibdüsen- und Saugdüsen Eintrittszustand konstant sind. Der Messbereich der Messdaten, welche für die Parametrierung des Ejektormodells herangezogen wurden, ist begrenzt. Die niedrigste Treibdüsen Eintrittstemperatur T_d , welche gemessen wurde, beträgt $T_d = 25^\circ\text{C}$. Da es vorkommen kann, dass die Treibdüsen Eintrittstemperatur bei den Simulationen in den folgenden Abschnitten niedriger ist, wird in diesen Fällen die Ejektoreffizienz auf $\eta_{\text{Ejektor}} = 21\%$ begrenzt. Dies entspricht der Ejektoreffizienz, welche bei der minimalen gemessenen Treibdüsen Eintrittstemperatur vom Ejektor erreicht wird.

Fazit für das parameterlineare Kennlinienmodell

Die Umstrukturierung des Ejektormodells auf eine parameterlineare Form hat eine Reduktion der Anzahl der Parameter und einer Verringerung der Korrelationen der Parameter untereinander bewirkt. Durch die Verringerung der Korrelationen der Parameter sinkt die Unsicherheit der Parameter, was dazu führt, dass die Genauigkeit des Modells in der Extrapolation erhöht wird. Ebenso ist die Eindeutigkeit der Parameterwerte bei niedrig-korrelierten Parametern höher, als bei hoch-korrelierten Parametern.

Die hier dargestellten Ergebnisse zeigen, dass das parameterlineare Kennlinienmodell erfolgreich für Ejektoren unterschiedlicher Geometrie, hier Mischrohrdurchmesser, und Größe eingesetzt werden kann. Es können für die Parametrierung Ejektormessdaten verwendet werden, bei denen normale Betriebspunkte des Ejektors eingestellt werden. Der maximale Druckhub des Ejektors muss nicht zwangsweise gemessen werden. Je mehr Informationen für die Parametrierung vorhanden sind, desto eher lässt sich das parameterlineare Kennlinienmodell auch auf Betriebspunkte außerhalb der gemessenen Randbedingungen anwenden.

3.4 Neue Option der Parametrierung von Ejektor-Kennlinienmodellen

Mit dem hier erstellten parameterlinearen Kennlinienmodell für Ejektoren ist es möglich die Algorithmen der optimalen Versuchsplanung für die Parametrierung von Modellen für Ejektoren zu nutzen.

Hintergrund optimale Versuchsplanung Modelle für Komponenten von Kälteanlagen sollten so beschaffen sein, dass sie an real existierende Komponenten über Parameter angepasst werden können. Dafür müssen Messungen an den realen Komponenten, durchgeführt werden. Es ist zielführend, vor der Durchführung der Messungen zu wissen, welche Betriebspunkte am Prüfstand vermessen und wie viele Messungen durchgeführt werden müssen, um das Modell möglichst genau an das reale Verhalten anzupassen. Eine ökonomische Frage in diesem Zusammenhang ist, die Anzahl der Messungen und somit dessen Aufwand möglichst gering zu halten. Bei diesen Problemstellungen helfen Methoden der Versuchsplanung, oder engl. Design of Experiments (DOE). Dabei kann zwischen der klassischen Versuchsplanung (siehe Kleppmann [108] und Siebertz [109]) und der optimalen Versuchsplanung (siehe beispielsweise Fedorov et al. [110, 111] und Körkel [112]) unterschieden werden. Die optimale Versuchsplanung eignet sich sehr gut für die Versuchsplanung von Messungen für die Parametrierung von thermodynamischen Modellen. Für die Parameterschätzung in der optimalen Versuchsplanung wird ein Modell mit einem initialen Satz von Parametern, die vom Versuchsplaner mit bekanntem Wissen abgeschätzt werden müssen, benötigt. Diese Abschätzung der initialen Parameter für die Versuchsplanung gelingt umso besser, je nachvollziehbarer die physikalische Bedeutung der Parameter ist. Auch unabhängig von der Versuchsplanung ist diese Nachvollziehbarkeit ein Grund für das Vereinfachen des Ejektorkennlinienmodells von Lucas.

Vorteile optimale Versuchsplanung Es müssen keine aufwändigen Kennfelder vollständigen durchfahren werden, wie es bei der Analyse von Ejektoren bislang – für die Erkenntnisgewinnung berechtigterweise – durchgeführt wurde. Die Anzahl der Messpunkte lässt sich auf die für die Parametrierung notwendigen Messpunkte reduzieren. Die Algorithmen der Versuchsplanung geben die Betriebspunkte innerhalb des definierten Versuchsraums heraus, welche für die Bestimmung der Parameter notwendig sind. Nicht notwendige Betriebspunkte müssen nicht angefahren werden. Weiterhin können bei der Versuchsplanung Grenzen des Betriebs der Kälteanlage berücksichtigt werden, dies kann z. B. die maximal mögliche Veränderung von Drücken oder Temperaturen für die Erstellung des Versuchsplans sein. Somit kann z.B. ein Modell für einen Ejektor im eingebauten Zustand in einer Kälteanlage vermessen werden, ohne dass ein eigenständiger Prüfstand für den Ejektor notwendig ist.

Vorgehensweise optimale Versuchsplanung Die Grundlagen zur optimalen Versuchsplanung sind bei Fedorov et al. [110, 111] dargestellt. Ziel der optimalen Versuchsplanung ist es aus einem vorher definierten Raum an Messpunkten diejenigen auszuwählen, welche die bestmöglichen Messpunkte für die Parametrierung des Modells darstellen. Bestmöglich heißt im diesem Fall, dass die Varianz der zu schätzenden Parameter minimal ist. Das Modell muss somit vorher feststehen und es muss eine initiale Parametrierung des Modells vorhanden sein. Die Grenzen des Versuchsraums müssen bekannt sein. Die Anzahl der zu findenden Messpunkte wird im Vorhinein festgelegt. Die hier verwendete Implementierung der Algorithmen der optimalen Versuchsplanung als Software wurde von Schulte [113] durchgeführt. Die Schritte für die Durchführung der optimalen Versuchsplanung sind folgende:

- Festlegung der Modellfunktion
- Schätzung der nichtlinearen Modellparameter
- Festlegung des Messbereichs (inklusive Einschränkungen)
- Festlegung der Unsicherheit der abhängigen Größen
- Berechnung eines optimierten Versuchsplans

Mit einem Modell η , dem unbekannten Parametersatz θ , den Eingangsgrößen x und den Versuchsergebnisse y können die Grundzüge der optimalen Versuchsplanung beschrieben werden. Es wird angenommen, dass das Modell η die Versuchsergebnisse y bis auf zufällige Messabweichungen ϵ beschreibt:

$$y = \eta(x, \theta) + \epsilon. \quad (3.23)$$

Für die Schätzung des Parametersatzes θ werden eine Menge von Messergebnissen y_i verwendet. Die Schätzung der Parameter wird für jedes Messergebnis durchgeführt, sodass die gefundenen Parameter wie die Messergebnisse eine Varianz, bzw. Unsicherheit besitzen. Der optimale Parametersatz $\hat{\theta}$ wird gesucht, sodass die Varianz $Var(\hat{\theta})$ minimal ist. Der Versuchsplan ζ stellt eine Gruppe von N Messpunkten dar, an denen Messungen durchgeführt werden. Für die Ermittlung des unbekannten Parametersatzes θ wird ein Parameterschätzer, z. B. ein Least-Square-Schätzer, verwendet. Die Grundlage der optimalen Versuchsplanung stellt die Fishermatrix M dar. Die Herleitung der Fishermatrix M findet sich bei Wittman [114] oder Coe [115].

$$M_{ij}(\zeta, \theta) = \sum_{n=1}^N \frac{1}{\sigma_n^2} \frac{\delta \eta_n}{\delta \theta_i} \frac{\delta \eta_n}{\delta \theta_j} \quad (3.24)$$

In der Fishermatrix M beschreiben die σ_n die Standardunsicherheiten der Versuchsergebnisse der einzelnen Messpunkte. Die Fishermatrix M hat die Eigenschaft, dass ihre

Inverse der Kovarianzmatrix der Parameter $\text{Var}\{\hat{\theta}\}$ entspricht. Hier für den optimalen Parametersatz $\hat{\theta}$.

$$\text{Var}\{\hat{\theta}\} = M^{-1}(\zeta, \hat{\theta}) \quad (3.25)$$

In der Kovarianzmatrix der Parameter $\text{Var}\{\theta\}$ sind die Varianzen der einzelnen Parameter, also die Quadrate ihrer Standardabweichungen, sowie die Kovarianzen der Parameter untereinander enthalten. Mit den Kovarianzen lässt sich wiederum der Korrelationskoeffizient zweier Parameter berechnen. Wird dieses Wissen auf den Parametersatz θ unseres Modells η angewendet, dann kann man mit Hilfe der Fishermatrix Varianz bzw. die Unsicherheit der geschätzten Parameter bestimmen.

Wenn ζ^* der optimale Versuchsplan ist, lässt sich das zu lösende Optimierungsproblem wie folgt darstellen:

$$\zeta^* = \arg \min \Phi(\text{Var}\{\theta\}). \quad (3.26)$$

Für die Optimierung eines Versuchsplans werden Bewertungs- oder Optimalitätskriterien festgelegt. Das hier verwendete Kriterium wird D-Kriterium genannt, da es die Determinante der Kovarianzmatrix verwendet, siehe Kleppmann et al. [108]. Ein Versuchsplan, welcher das D-Kriterium erfüllt, wird D-optimal genannt.

$$\Phi(\text{Var}\{\theta\}) = |\text{Var}\{\theta\}| \quad (3.27)$$

Dieses Kriterium wird dann bezüglich seines Argumentes minimiert. Da die Fishermatrix die Inverse der Kovarianzmatrix darstellt, kann die Minimierung der Determinante in eine Maximierung der Determinante überführt werden, siehe Fedorov et al. [111].

Die automatische Generierung der optimalen Versuchspläne zielt auf die Erstellung eines Versuchsplans ab, welcher unter dem Gesichtspunkt des gewählten Kriteriums optimal ist. Dafür werden unterschiedliche Algorithmen angewendet, wobei hier Fedorovs Algorithmus aus [110] verwendet wird. Der Algorithmus führt folgende Schritte aus:

1. Erstellung eines zufälligen initialen Versuchsplans
2. Austausch eines Punktes des Versuchsplans, durch welchem die Determinante des D-Kriteriums größtmöglich erhöht wird.
3. Überprüfung eines Abbruchkriteriums. Bei Erfüllung des Abbruchkriteriums Beendigung des Algorithmus. Bei Nicht-Erfüllung gehe zu Schritt 2.

Anwendung der optimalen Versuchsplanung Im Folgenden wird nun aufgezeigt dass und wie die optimale Versuchsplanung mit dem erstellten parameterlinearen Kennlinienmodell angewendet werden kann.

Als Beispiel wird die Modellierung einer existierenden Kälteanlage mit Ejektor herangezogen. Die Kälteanlage mitsamt ihren Komponenten soll modelliert und die Modelle parametriert werden, wobei keine Informationen über den Ejektor vorhanden sind. Das Ziel sei es eine Möglichkeit zu finden das parameterlineare Kennlinienmodell zu parametrieren ohne den Ejektor aus der Kälteanlage entfernen zu müssen. Um das Ziel der Parametrierung des Ejektors zu erreichen, muss die Kälteanlage in bestimmte Betriebspunkte gebracht werden, die ideal für die Parametrierung des Ejektors sind. Der Algorithmus der optimalen Versuchsplanung hilft bei Findung der notwendigen Betriebspunkte.

Hier wird die oben dargestellte Methode der optimalen Versuchsplanung auf das erstellte parameterlineare Kennlinienmodell angewendet. Für dieses Beispiel wird eine Kälteanlage mit Ejektor angenommen, bei welchem der Treibdüsen Eintrittsdruck in einem großen Bereich variiert werden kann, z. B. durch die Verdichter drehzahl, oder ein vorhandenes Ventil zur Einstellung des Hochdrucks. Die Treibdüsen Eintrittstemperatur lässt sich z. B. mit dem Volumenstrom des Kühlwassers oder der Lüfter drehzahl des Rückkühlers ebenfalls in einem größeren Bereich verändern, ohne, dass der Betrieb der Kälteanlage gestört wird. Der Saugdruck des Ejektors ist in den meisten Fällen gleich dem Verdampfungsdruck der Kälteanlage und kann auf Grund der Kühlanforderungen nur in einem kleinen Bereich variiert werden, ebenso die Überhitzung. Über ein Ventil am Saug eintritt des Ejektors kann das Massenstromverhältnis und somit der Druckrückgewinn variiert werden.

Anforderungen für Versuchsplanung Die Messunsicherheiten und Grenzen, in welchem der Algorithmus der optimalen Versuchsplanung die Betriebspunkte des Ejektors auswählen kann, werden für dieses Beispiel wie folgt festgelegt:

Tabelle 3.8: Grenzen und Messunsicherheiten für das Beispiel der Versuchsplanung

| Grenzen | | Messunsicherheiten | |
|-----------------|------------|--------------------|--------------------------|
| Treibdruck | 70-120 bar | Massenströme | $\pm 0,005 \text{ kg/s}$ |
| Saugdruck | 26-32 bar | Temperaturen | $\pm 1 \text{ K}$ |
| Treibtemperatur | 20-50 °C | Drücke | $\pm 1 \text{ bar}$ |
| Überhitzung | 0-10 K | | |
| Druckrückgewinn | 0-10 bar | | |

Ergebnis Versuchsplanung Der Algorithmus der Versuchsplanung platziert die zu messenden Punkte im Versuchsraum so, dass die Unsicherheiten der Parameter minimiert werden. Als Ergebnis erhält man die Positionen der Messpunkte für die minimierten Unsicherheiten der Parameter des Modells. Der durch das beschriebene Vorgehen der optimalen Versuchsplanung erstellte Versuchsplan ist für eine Anzahl der Versuchspunkte

von $n = 20$ in Abbildung 3.12 dargestellt. Der generierte Versuchsplan schlägt nun die Messpunkte vor, welche in Abbildung 3.12 eingetragen sind, damit das parameterlineare Kennlinienmodell optimal parametriert werden kann.

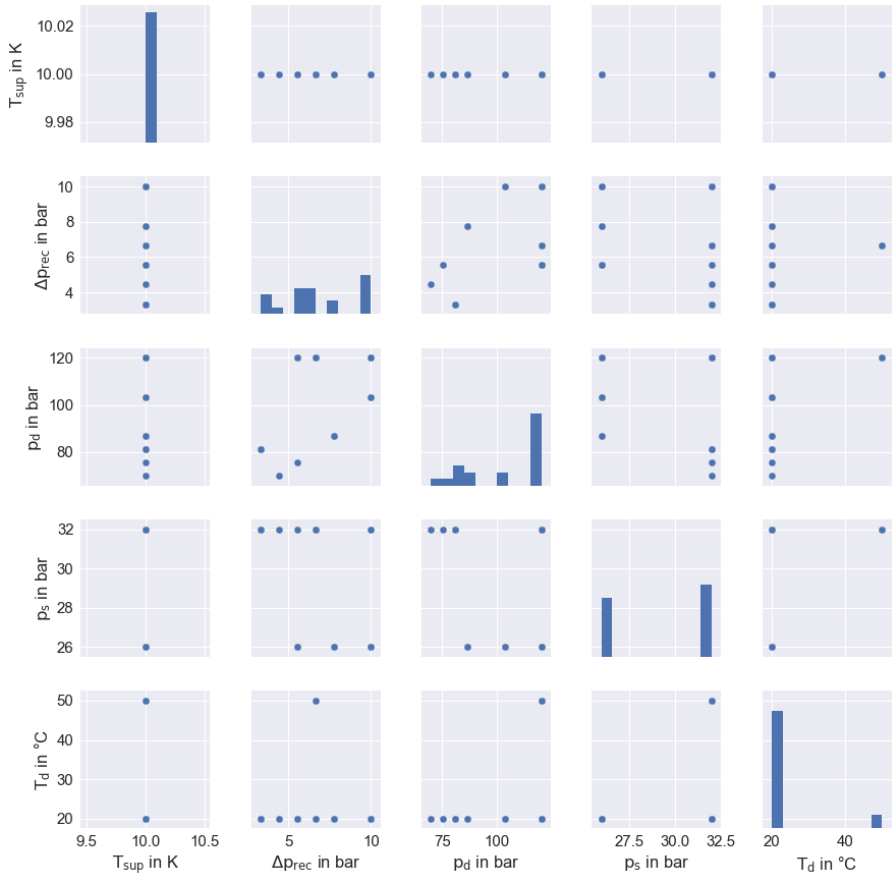


Abbildung 3.12: Ergebnisdigramm der optimalen Versuchsplanung.

Fazit der neuen Optionen der Parametrierung von Kennlinienmodellen von Ejektoren Durch die Linearisierung der Parameter und der Parameterreduktion des parameterlinearen Kennlinienmodells ist es gelungen ein Kennlinienmodell für Ejektoren für die optimale Versuchsplanung zu erstellen. Wird in der optimalen Versuchsplanung das parameterlineare Kennlinienmodell genutzt, können Ejektoren, die bereits in Kälteanlagen installiert für die Parametrierung verwendet werden.

4 Industrielle CO₂-Kälteanlage mit Ejektor

In diesem Kapitel wird dargestellt welche Schritte unternommen werden müssen, um für die untersuchte industrielle Kälteanlage mit den dargestellten Laststufen und Rückkühltemperaturen parallel betriebene Ejektoren einzusetzen. Die Schritte sind:

- Auswahl des monatlichen Betriebsmodus
- Auswahl der Mischrohr- und Treibdüsendurchmesser
- Auswahl der Anzahl der Ejektoren

4.1 Vorstellung des Ventilmodus und des Ejektormodus

Die Temperaturen der Wärmesenke sind im Winter niedrig. Dadurch ist das Potenzial der Rückgewinnung der Expansionsverluste durch den Ejektor im Winter gering. Daher sollte eine Umschaltung zwischen einem Ejektor-Betrieb im Sommer und einem Ventil-Betrieb im Winter ermöglicht werden. Im Folgenden wird ein Ventilmodus für die Kälteanlage vorgestellt, welcher bei niedrigen Rückkühltemperaturen genutzt wird. Das Kreislaufschema des Ventilmodus im Vergleich zum Ejektormodus ist in Abbildung 4.1 dargestellt.

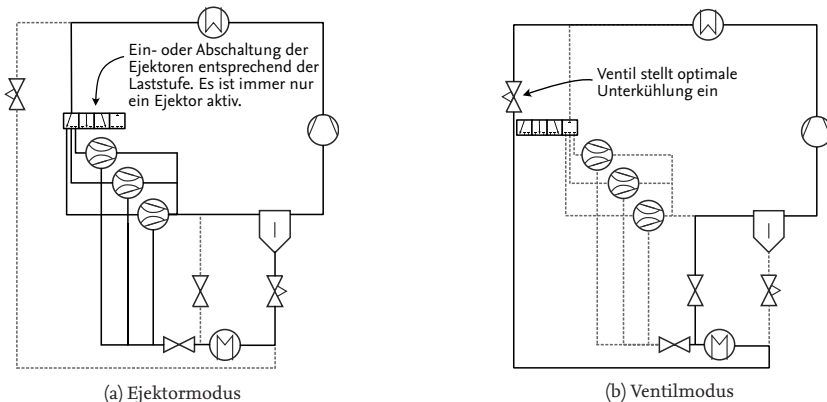


Abbildung 4.1: Beim Ventilmodus ist ein Hochdruckventil hinter dem Gaskühler und ein Bypass zw. Verdampferaustritt und Separator installiert. Mit dem Hochdruckventil wird eine Unterkühlung eingeregelt. Im Ventilmodus werden die Ejektoren durch Absperrventile vom Kreislauf getrennt, das Expansionsventil zwischen Separator und Verdampfer wird geschlossen. Im Ejektormodus werden Ejektoren eingesetzt, das Hochdruckventil und der Bypass sind geschlossen.

Die Umschalttemperatur ab welcher der Ejektormodus genutzt werden sollte, ist abhängig davon, ob durch den Ejektor eine Steigerung der Leistungszahl erreicht werden kann. Dies hängt von der Laststufe und von der Rückkühltemperatur ab. Im Folgenden wird mit einem Vergleich zwischen Ventilmodus und Ejektormodus untersucht ab welcher Rückkühltemperatur welcher Modus eingesetzt werden sollte.

Ventilmodus mit optimierter Betriebsweise Der hier genutzte Ansatz für den Ventilmodus lehnt sich an den von Minetto et al. [116] vorgestellten Ventilmodus für eine umschaltbare Ejektorwärmepumpe für die Hausklimatisierung bzw. -heizung an. Der Separator des Ejektormodus wird im Ventilmodus als Niederdrucksammler eingesetzt, sodass der Verdampfer überflutet betrieben wird. Über das Ventil hinter dem Gaskühler bzw. Kondensator wird im Ventilmodus eine Unterkühlung eingeregelt. Ein interner Wärmeübertrager wie bei Minetto et al. wird hier im Ventilmodus nicht verwendet. Bei der hier untersuchten Kälteanlage ist keine Nutzung der Abwärme vorgesehen, sodass im Ventilmodus ein subkritischer Betrieb sinnvoll ist.

Die Höhe der Unterkühlung, welche über das Hochdruckventil eingestellt wird, kann zur Effizienzsteigerung der Kälteanlage genutzt werden. Pottker und Hrnjak [77] untersuchen die optimale Unterkühlung bei einer theoretischen CO₂-Kälteanlage und stellen eine optimale Unterkühlung von $\Delta T_u = 8 \text{ K}$ fest. Pottker und Hrnjak untersuchen jedoch nur einen Betriebspunkt und legen dar, dass die Höhe der Unterkühlung vom Betriebspunkt abhängig ist. In dieser Arbeit wird daher für jede Laststufe und jede Rückkühltemperatur eine Simulationsstudie mit variierender Unterkühlung T_{sub} durchgeführt. Dann wird jeweils die Unterkühlung gewählt, welche die maximale Leistungszahl für die Kälteanlage erbringt.

Bestimmung der Umschalttemperatur zwischen Ventilmodus und Ejektormodus Die Umschalttemperatur T_{Schalt} wird hier als die Rückkühltemperatur $T_{\text{Rück}}$ definiert, unter welcher der Ventilmodus genutzt wird. Für Bestimmung der Umschalttemperatur T_{Schalt} wird für jede Laststufe und jede Rückkühltemperatur der untersuchten Kälteanlage eine Simulationsstudie mit dem Simulationsmodell der Kälteanlage mit Ejektor mit variabler Treibdüsenfläche durchgeführt. Dabei wird das parameterlineare Ejektormodell mit der Parametrierung aus Abschnitt 3.2 verwendet. Für jeden simulierten Betriebspunkt wird ein Ejektor mit optimaler Treibdüsenfläche bezüglich der Leistungszahl ausgewählt. Bei den Rückkühltemperaturen unter $T_{\text{Rück}} = 15^\circ\text{C}$ wird in den Simulationen eine konstante Ejektoreffizienz von $\eta_{\text{Ejektor}} = 21\%$ angenommen da die Eintrittstemperatur in den Ejektor bei diesen Rückkühltemperaturen unter dem Bereich der gemessenen Eintrittstemperaturen des Ejektors liegt. Für die selben Betriebspunkte wird die Kälteanlage im Ventilmodus simuliert, wobei dieser wie oben beschrieben optimiert wird.

In Abbildung 4.2 ist die resultierende Steigerung der Leistungszahl ϵ des Ejektormodus in Bezug zum Ventilmodus über der Rückkühltemperatur $T_{\text{Rück}}$ aufgetragen. Für

die jeweiligen Laststufen ergeben sich unterschiedliche hohe mögliche Leistungszahlsteigerungen durch den Betrieb im Ejektormodus bezogen zum Betrieb im Ventilmodus. Die eingezeichnete Trendlinie lässt den Schluss zu, dass bei Rückkühltemperaturen von $T_{\text{Rück}} < 10^\circ\text{C}$ keine Steigerungen der Leistungszahl durch den Ejektor möglich sind. Ab einer Rückkühltemperatur von $T_{\text{Rück}} = 14^\circ\text{C}$ sind nennenswerte Steigerungen der Leistungszahl von über 2 % möglich.

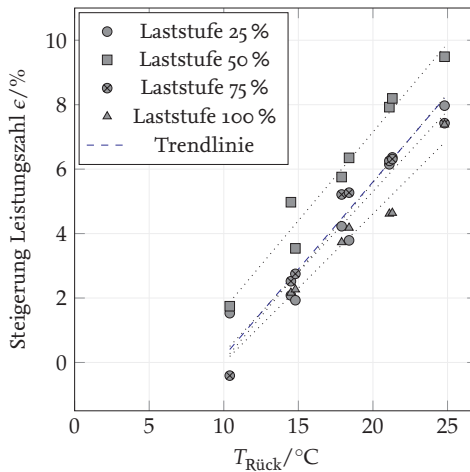


Abbildung 4.2: Prozentuale Steigerung der Leistungszahl ϵ durch einen theoretischen Ejektor mit optimaler Treibdüsenfläche im Vergleich zum Ventilmodus mit optimaler Unterkühlung. Aufgetragen über der Rückkühltemperatur $T_{\text{Rück}}$ des Wassers in den Gaskühler. Für die jeweiligen Laststufen ergeben sich unterschiedliche hohe Leistungszahlsteigerungen. Die eingezeichnete Trendlinie lässt den Schluss zu, dass bei Rückkühltemperaturen von $T_{\text{Rück}} < 10^\circ\text{C}$ wenn überhaupt nur sehr geringe Steigerungen der Leistungszahl durch den Ejektor möglich sind.

Ausgewählte Umschalttemperaturen Um den Effekt der Umschalttemperatur T_{Schalt} des Ventilmodus zu untersuchen, wird diese in der warmen Jahreszeit in den folgenden Abschnitten in drei Stufen variiert. Bei $T_{\text{Schalt}} = 11^\circ\text{C}$ wird der Ventilmodus unter einer Rückkühltemperatur $T_{\text{Rück}} = 11^\circ\text{C}$ verwendet. Bei $T_{\text{Schalt}} = 15^\circ\text{C}$ wird unter einer Rückkühltemperatur $T_{\text{Rück}} = 15^\circ\text{C}$ der Ventilmodus gestartet, sodass der Ejektorbetrieb in fünf Monaten im Sommer aktiviert ist. Bei $T_{\text{Schalt}} = 19^\circ\text{C}$ wird der Ventilmodus unter $T_{\text{Rück}} = 19^\circ\text{C}$ aktiviert, wobei nur in drei Monaten im Sommer Ejektoren betrieben werden. Mit dieser Wahl der Umschalttemperatur zwischen Ejektor (E)- und Ventilmodus (V) ergibt sich mit den gemittelten gemessenen Rückkühltemperaturen folgende monatliche Verteilung der Betriebsmodi in Tabelle 4.1.

Tabelle 4.1: Definition der drei Umschalttemperaturen T_{Schalt} . Gemittelte monatliche Rückkühltemperaturen (Eintrittstemperaturen des Wassers in den Gaskühler) sowie der für die drei Szenarien jeweils resultierende monatliche Betriebsmodus. Die Umschalttemperatur T_{Schalt} gibt an unter welcher Rückkühltemperatur der Ventilmodus eingesetzt wird. E: Ejektormodus, V: Ventilmodus.

| Monat | Jan. | Feb. | Mär. | Apr. | Mai. | Jun. | Jul. | Aug. | Sep. | Okt. | Nov. | Dez. |
|------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Rückkühltemperatur [°C] | 6,4 | 6,2 | 10,1 | 14,5 | 18,4 | 21,1 | 24,8 | 21,3 | 17,9 | 14,8 | 10,4 | 7,5 |
| $T_{\text{Schalt}} = 11\text{ °C}$ | V | V | V | E | E | E | E | E | E | E | V | V |
| $T_{\text{Schalt}} = 15\text{ °C}$ | V | V | V | V | E | E | E | E | E | V | V | V |
| $T_{\text{Schalt}} = 19\text{ °C}$ | V | V | V | V | V | E | E | E | V | V | V | V |

Ventilmodus über das ganze Jahr Der Ventilmodus könnte auch über das ganze Jahr betrieben werden, und auf den Einsatz von Ejektoren verzichtet werden. Dadurch würde sich eine Verbesserung des JEV um 4,15 % im Vergleich zum Referenzkreislauf ergeben. Der Grund für die Steigerung des JEV im Vergleich zum Referenzkreislauf der überflutete Verdampfer und die optimierte Unterkühlung hinter dem Gaskühler. Abbildung 4.3 zeigt die monatlichen Verbesserungen des Energieverbrauchs durch den ganzjährigen Einsatz des Ventilmodus.

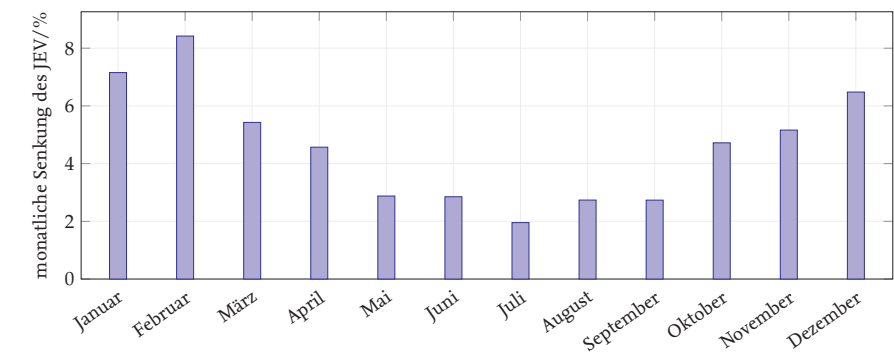


Abbildung 4.3: Senkung des Energieverbrauchs in Bezug zur Referenzkälteanlage durch den Einsatz des optimierten Ventilmodus im ganzen Jahr in den Monaten des simulierten Jahres. Durch den Einsatz des Ventilmodus im ganzen Jahr kann eine Verbesserung des JEV bezogen auf das Referenzsystem von durchschnittlich 4,15 % erreicht werden.

4.2 Auswahlmethodik Ejektorkennlinie und Treibdüsengröße

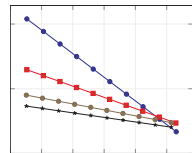
In diesem Abschnitt werden die Erkenntnisse der Ejektormodellierung von Kapitel 3 verwendet, um simulativ Ejektoren anhand ihrer Kennlinien und Treibdüsengrößen für die industrielle Kälteanlage auszuwählen. Die wichtigsten Größen, welche bei der Auswahl von Ejektoren betrachtet werden müssen sind die Treibdüsendurchmesser und Mischrohrdurchmesser. Das Verhältnis von Mischrohrquerschnittsfläche zur Treibdüsenquerschnittsfläche Π hat, wie in Abb. 3.11a dargestellt, einen großen Einfluss auf die Steigung der Ejektorkennlinie. Die Ejektorkennlinie muss zum vorliegenden Anlagentyp passen. Bei einem Anlagentyp kann ein hoher Druckrückgewinn, bei einem anderen Anlagentyp ein hoher Saugmassenstrom erforderlich sein. Mit Kenntnis der passenden Ejektorkennlinie für den untersuchten Anlagentyp können wir das passende Verhältnis vom Mischrohrquerschnittsfläche zur Treibdüsenquerschnittsfläche Π erhalten.

Daher wird in diesem Abschnitt zunächst die Methodik zur der Auswahl der Ejektorkennlinie beschrieben und es wird für die messtechnisch untersuchte Kälteanlage die passende Ejektorkennlinie ausgewählt. Dann wird die Methodik zur Auswahl der Treibdüsendurchmesser erläutert, welche im darauf folgenden Abschnitt 4.3 auf die messtechnisch untersuchte Kälteanlage angewendet wird.

Auswahl der Ejektorkennlinie

Anhand von Ejektormodellen, welche mit den Messdaten von Lucas et al. [98] parametrisiert wurden, wird im Folgenden ein Beispiel für die Berücksichtigung der Ejektorkennlinie anhand des Verhältnis der Mischrohrquerschnittsfläche zur Treibdüsenquerschnittsfläche Π bei der Auswahl von Ejektoren aufgezeigt. Für die Beschreibung der Auswahlmethode der Ejektorkennlinie wird auf die vier in Kapitel 3.3 beschriebenen Parametrisierungen der parameterlinearen Kennlinienmodelle mit den entsprechenden Flächenverhältnissen Π zurückgegriffen. Bei der Auswahl von Ejektoren sind im idealen Fall die Ejektorkennlinien einer Vielzahl von Ejektoren bekannt.

Für diese Arbeit existiert jedoch nur eine begrenzte Anzahl von Messdaten für Ejektoren. Die Datenbasis im Bezug auf die bei Lucas et al. [98] untersuchten Eintrittstemperaturen in die Treibdüse ist zu gering. Die in der Veröffentlichung von Lucas et al. [98] gemessenen Betriebspunkte liegen mit einer Treibdüsen Eintrittstemperatur von 35 °C über den Treibdüsen Eintrittstemperaturen der hier vermessenen Kälteanlage. Daher kann hier nur die Methodik aufgezeigt werden. Die Auswahl des optimalen Mischrohrdurchmessers wird hier anhand des Datensatzes der Geometrieuntersuchung von Lucas et al. [98] beschrieben wird und die Auswahl der Treibdüsendurchmesser anhand der Messdaten von Lucas [78].



Vorgehen bei der Auswahl der Ejektorkennlinie Das Ziel ist herauszufinden welche Ejektorkennlinie zu den Randbedingungen der Kälteanlage und die höchste Leistungszahl ergibt. Da der Treibdüsendurchmesser des oder der Ejektoren noch nicht bekannt ist, werden für diesen Schritt theoretische Ejektormodelle verwendet, deren Treibdüsenfläche simulativ stufenlos variiert werden kann. Dazu wird das Simulationsmodell der Kälteanlage aus Kapitel 2 verwendet und mit einem Separator und einem der vier im vorherigen Kapitel 3.3 parametrisierten parameterlinearen Kennlinienmodellen für Ejektoren *Eje. Π_1* bis *Eje. Π_4* ergänzt. In vier Simulationsstudien wird nun für jedes der vier parameterlinearen Ejektormodelle eine Variation des Treibdüsendurchmessers durchgeführt. Die Start- und Endwerte der Treibdüsendurchmesser werden so gewählt, dass das Maximum der Leistungszahl der Kälteanlage ersichtlich wird. Zur Auswertung der Ergebnisse dieser Simulationsstudien ist es zweckmäßig die Leistungszahl der Kälteanlage mit Ejektor über der Treibdüsenfläche darzustellen. In den Abbildungen 4.5 ist die Leistungszahl der Kälteanlage über der Treibdüsenfläche der Ejektoren für eine Wärmesenkentemperatur von 35 °C und für die Laststufe von 100 % aufgetragen. Abbildung B.3 im Anhang zeigt die Leistungszahl über dem Treibdüsen Eintrittsdruck für die gleichen Randbedingungen.

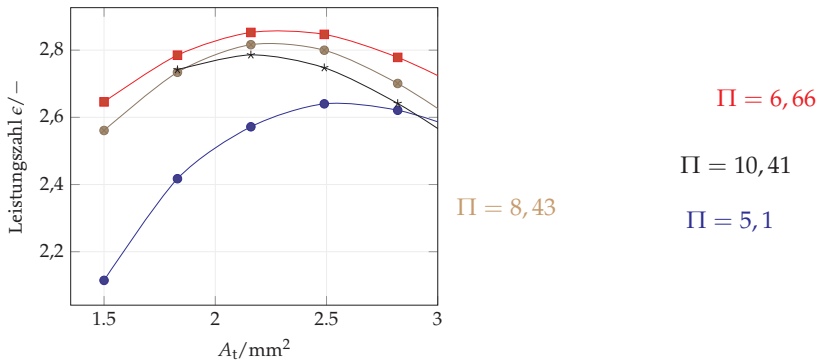
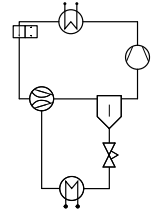


Abbildung 4.4: Leistungszahl über der Treibdüsenquerschnittsfläche A_t eines theoretischen Ejektors mit veränderlichem Treibdüsendurchmesser. Vergleich der vier Ejektoren mit unterschiedlichen Verhältnissen von Mischrohrquerschnittsfläche zu Treibdüsenquerschnittsfläche Π bei einer Rückkühltemperatur von 35 °C und Laststufe von 100 %.

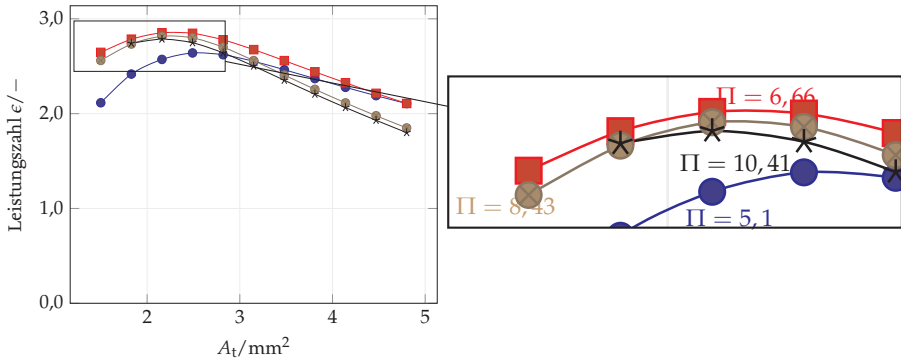


Abbildung 4.5: Leistungszahl über der Treibdüsenquerschnittsfläche A_t eines theoretischen Ejektors mit veränderlichem Treibdüsendurchmesser. Vergleich der vier Ejektoren mit unterschiedlichen Verhältnissen von Mischrohrquerschnittsfläche zu Treibdüsenquerschnittsfläche Π bei einer Rückkühltemperatur von 35°C und Laststufe von 100 %.

Es ist erkennbar, dass es für alle Flächenverhältnisse ein Maximum der Leistungszahl über der Treibdüsenfläche gibt. Das Maximum der Leistungszahl bei einem Flächenverhältnis von $\Pi = 6,66$ ist am größten und liegt bei einer Treibdüsenquerschnittsfläche von ca. $22,5 \text{ mm}^2$. Der Ejektor mit dem Flächenverhältnis von $\Pi = 10,41$ liefert die zweithöchste Leistungszahl. Ähnlich hoch liegt das Maximum bei dem Flächenverhältnis von $\Pi = 8,43$. Lediglich das geringste Flächenverhältnis von $\Pi = 5,10$ sticht mit einer geringeren Leistungszahl heraus. Diese Analyse wird auch für die anderen drei Laststufen von 25 %, 50 % und 75 % unternommen. Auch bei diesen Laststufen ist ersichtlich, dass ein Flächenverhältnis von Mischrohr- zu Treibdüsenquerschnitt von $\Pi = 6,66$ die maximale Leistungszahl für die Kälteanlage ergibt. Die Diagramme dazu sind in Abbildung B.4, Abbildung B.5 und Abbildung B.6 im Anhang zu finden. Es können also für alle Laststufen Ejektoren mit der gleichen Ejektorkennlinie genutzt werden.

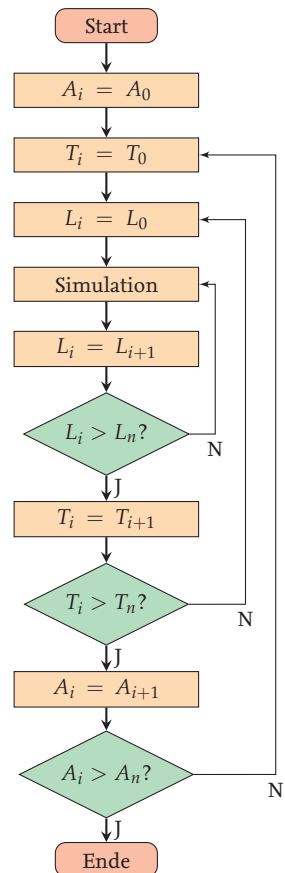
Als Rückkühltemperatur wird hier bezogen auf die zu untersuchende Kälteanlage eine relativ hohe Temperatur von 35°C gewählt, da die Messungen zu den Geometrievariationen von Lucas et al. [98] nur bei dieser Temperatur durchgeführt wurden.

Untersuchungen von Schröder et al. [35] und Lucas [78] zeigen jedoch, dass auch bei veränderten Treibdüsen Eintrittstemperaturen ein konstantes Verhältnis von Mischrohrquerschnittsfläche Π zu Treibdüsenquerschnittsfläche zu einer maximalen Ejektoreffizienz führt. Schröder et al. [35] und Lucas [78] verändern bei ihren Untersuchungen die Treibdüsenquerschnittsfläche bei konstanter Mischrohrquerschnittsfläche. Das optimale Verhältnis Π ist bei den untersuchten Randbedingungen von Schröder et al. [35] und Lucas [78] unabhängig von der Treibdüsen Eintrittstemperatur, wenn der Saugdruck des Ejektors konstant ist.

In dieser Arbeit ist der Saugdruck des Ejektors annähernd konstant, da eine konstante Austrittstemperatur der Luft eingeregelt wird. Auf Grund dessen wird ein Flächenverhältnis von $\Pi = 6,66$ wird in den folgenden Abschnitten ausgewählt.

Vorgehen bei der simulationsgestützten Auswahl der Treibdüsendurchmesser

Nachdem das Flächenverhältnis Π von Mischrohr- zu Treibdüsenfläche für die Ejektoren festgelegt ist, kann die Auswahl der Treibdüsengrößen für die vorhandenen Laststufen erfolgen. Da im vorherigen Abschnitt ein Flächenverhältnis Π für alle eingesetzten Ejektoren festgelegt wurde, und sich die Ejektoren von der Ejektorkennlinie somit nicht unterscheiden, ist es ausreichend in der Simulation einen Ejektor einzusetzen, bei welchem die Treibdüsenquerschnittsfläche variiert wird. Würden Ejektoren mit verschiedenen Ejektorkennlinien verwendet, müssten alle Ejektoren im Gesamtkreislaufmodell implementiert werden. Für die Teillasten von 25 %, 50 %, 75 % und 100 % des Volumenstroms wird für jede in Tabelle 4.1 dargestellte Wärmesenktemperatur eine Variation des Treibdüsendurchmessers nach dem rechts dargestellten Schema erstellt. Die Treibdüsenfläche im Modell A_i wird von der kleinsten Treibdüsenfläche A_0 bis zur größten Treibdüsenfläche A_n variiert. Bei den Randbedingungen wird von der kleinsten Rückkühltemperatur T_0 bis zur größten Rückkühltemperatur T_n und bei der Laststufe von der kleinsten Laststufe L_0 bis zur größten Laststufe L_n variiert. Mit diese Randbedingungen wird nach dem Schema rechts der komplette Bereich der Randbedingungen und Treibdüsenflächen simuliert, sodass für jede Treibdüsenfläche der Energieverbrauch für jede Rückkühltemperatur und jede Teillast vorliegt. Mit diesen simulierten Daten werden im nächsten Abschnitt 5 die Zusammenstellung der Ejektoren mit den unterschiedlichen Treibdüsenflächen so ausgewählt, dass der JEV über das Jahr gesehen minimal ist. Die Ergebnisse der JEV der Zusammenstellungen für die Anzahl von vier Ejektoren bis einem Ejektor werden ebenfalls im nächsten Abschnitt dargestellt.



4.3 Zusammenstellungen der parallelen Ejektoren

Hier werden nun ein bis vier Ejektoren gleicher Kennlinie, aber mit unterschiedlichen Treibdüsenflächen A_t so zusammengestellt, dass der Jahresenergieverbrauch jeder Zusammenstellung minimal ist. Die drei Umschalttemperaturen zwischen Ejektor- und optimalem Ventilmodus, welche in Abschnitt 4.1 definiert wurden, werden umgesetzt und für jede Umschalttemperatur T_{Schalt} wird der resultierende JEV dargestellt.

Zur Darstellung der Betriebszustände der jeweiligen verwendeten Zusammenstellungen von Ejektoren bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen werden die Kreisläufe in einer vereinfachten Form im Druck-Enthalpie-Diagramm dargestellt.

In der Abbildung 4.6 werden die Eintrittszustände des Kältemittels in die Treibdüse des Ejektors zusammen mit den Zustandsänderungen der anderen Kreislaufkomponenten bei einer konstanten relativen Leistung von 75 % und einer variierenden Temperatur des Rückkühlwassers im Druck-Enthalpie-Diagramm für CO₂ dargestellt. Für die $T_{\text{Schalt}} = 11^\circ\text{C}$, dem Ventilmodus unter $T_{\text{Rück}} = 11^\circ\text{C}$, gelten alle sieben Eintrittspunkte in die Treibdüse. Für die $T_{\text{Schalt}} = 15^\circ\text{C}$, dem Ventilmodus unter $T_{\text{Rück}} = 15^\circ\text{C}$, gelten die oberen fünf Eintrittszustände in die Treibdüse, bei $T_{\text{Schalt}} = 19^\circ\text{C}$ die oberen drei.

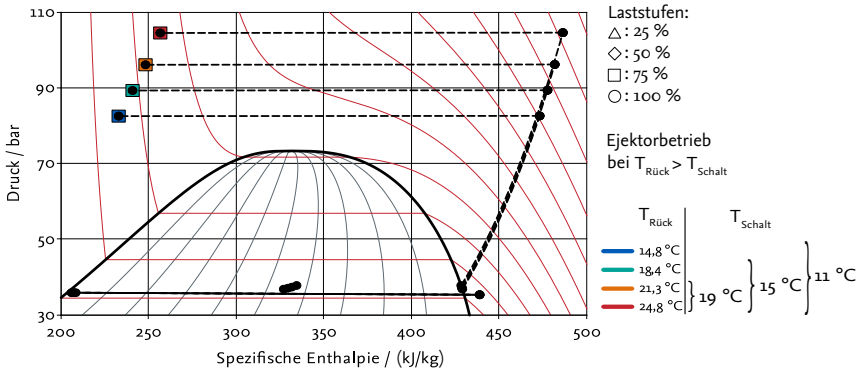


Abbildung 4.6: Beispiel für die Darstellung der Eintrittszustände in die Treibdüse des Ejektors bei einer Laststufe von 75 % und variierender Rückkühltemperatur. Farbige unterlegt sind die Eintrittszustände in die Treibdüse. Schwarz gestrichelt dargestellt sind die Zustandsänderungen der Kälteanlage. Der Ejektorbetrieb wird genutzt, wenn die Rückkühltemperatur größer ist als die Umschalttemperatur: $T_{\text{Rück}} > T_{\text{Schalt}}$.

Die Treibdüsenflächen müssen nun so gewählt werden, dass der JEV minimiert wird. Dabei wird darauf geachtet, dass die Eintrittszustände in die Treibdüse nicht im Zweiphasengebiet liegen, da ansonsten eine Regelung oder Steuerung der Kälteanlage erschwert wird und Kenntnisse über das Verhalten eines Ejektors nur bei einphasigem Eintritt vorliegen.

Drei und vier Ejektoren

Abbildung 4.7a und 4.7b zeigen den Aufbau der Kälteanlage mit vier bzw. drei Ejektoren. Die Zusammenstellung mit vier Ejektoren sollten das beste Ergebnis hinsichtlich des JEV liefern, für jede in Kapitel 2.4.1 definierte Teillast ein Ejektor mit optimalem Treibdüsendurchmesser ausgewählt werden kann. Das Verhältnis von Mischrohrquerschnittsfläche zu Treibdüsenquerschnittsfläche ist, wie vorher beschrieben, bei allen Ejektoren identisch und es ist, bis auf eine Ausnahme bei drei Ejektoren, immer nur ein Ejektor im Einzelbetrieb aktiv.

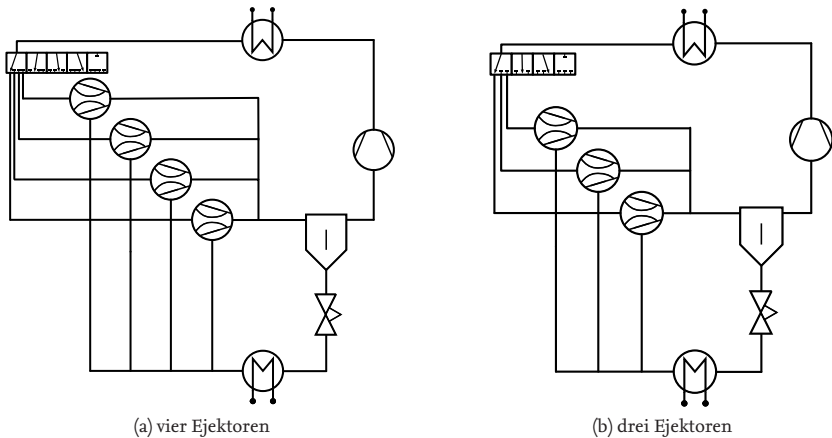


Abbildung 4.7: Schematische Darstellung der CO₂-Kälteanlage mit vier bzw. drei parallelen Ejektoren. Nur ein Ejektor ist jeweils aktiv. Das Expansionsventil für den Ventilmodus ist nicht dargestellt.

Vier Ejektoren im Einzelbetrieb

Wie vorher beschrieben, ist die Auslegung der Treibdüsenfläche für vier Ejektoren bei der getroffenen Wahl der vier Laststufen durch die Position der Maxima die Leistungszahl-Kurven über der Treibdüsenfläche vorgegeben, wie Abbildung 4.8 zeigt. Dort ist eine Variation der Treibdüsen Eintrittsfläche eines Ejektor für alle vier Laststufen bei einer konstanten Rückkühltemperatur von $T_{\text{Rück}} = 24,8 \text{ °C}$ dargestellt.

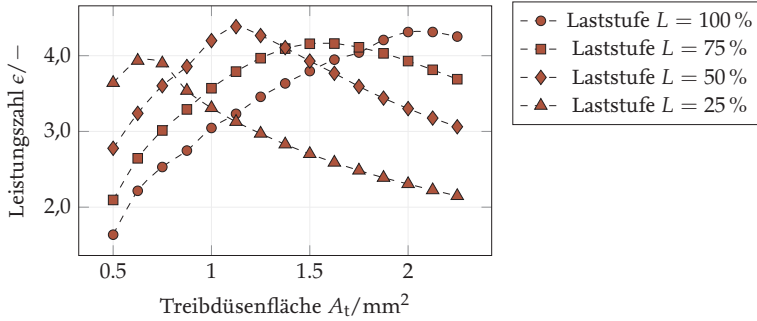


Abbildung 4.8: Bei vier Ejektoren sind die optimalen Treibdüsenflächen A_t über die Lage der Maxima der Leistungsanzahl ϵ über der Treibdüsenfläche A_t zu finden. Beispiel für die Rückkühltemperatur $T_{\text{Rück}} = 24,8^\circ\text{C}$.

Es zeigt sich für jede Laststufe ein Maximum der Leistungsanzahl über der Treibdüsenfläche. Abbildung 4.9 zeigt die Leistungsanzahl über der Treibdüsenfläche für eine Laststufe von 100 % und variierender Rückkühltemperatur. Dort zeigt sich, dass die Maxima der Leistungsanzahl bei ähnlich großen Treibdüsenflächen liegen und vergleichbar flach sind. Die Größe der Treibdüsen der Ejektoren ist also stärker abhängig von der Laststufe als von der Rückkühltemperatur. Die Treibdüsenengrößen werden folglich nach der Laststufe ausgewählt und bleiben bei variierender Rückkühltemperatur gleich.

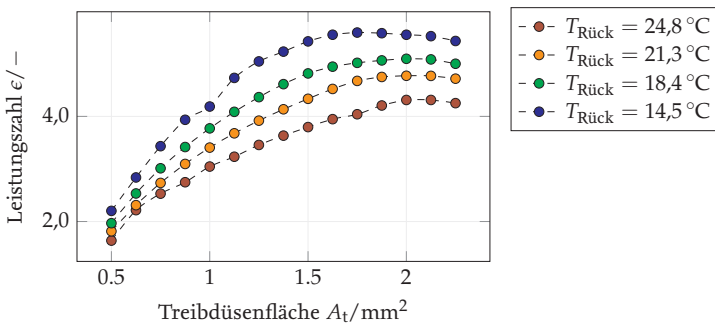


Abbildung 4.9: Leistungsanzahl ϵ über der Treibdüsenfläche A_t für eine Laststufe von $L = 100\%$. Die Optima der Leistungsanzahl ϵ liegen für die vier Rückkühltemperaturen in einem Bereich der Treibdüsenflächen.

Auf Grund einer besseren Übersicht sind in den Abbildungen 4.8 und 4.9 nur die Leistungszahlen für eine Rückkühltemperatur bzw. eine Laststufe dargestellt. Es sind jedoch für jede Kombination aus Rückkühltemperatur, Laststufe und Treibdüsenfläche die Leistungszahlen und Energieverbräuche vorhanden und im Anhang B.6 dargestellt. Aus diesen Daten wird jetzt die optimale Zusammenstellung der vier Ejektoren ausgewählt. Es ergeben sich für vier Ejektoren die vier optimalen Treibdüsenflächen von: $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, $11,25 \text{ mm}^2$, $15,00 \text{ mm}^2$ und $20,00 \text{ mm}^2$. Dabei wird jeder Ejektor einer von den vier auftretenden Lasten zugeordnet. Abbildung 4.10 zeigt die Eintrittszustände in die Treibdüse im ph-Diagramm für Treibdüsenflächen von $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, $11,25 \text{ mm}^2$, $15,00 \text{ mm}^2$ und $20,00 \text{ mm}^2$. Die Laststufen sind durch die Form der Symbole gekennzeichnet, die Temperatur des Rückkühlwassers durch die Farbe der Symbole. Es ist zu erkennen, dass die Eintrittszustände in einem engen, kompakten Bereich liegen. Lediglich die Reihe der Eintrittszustände für den kleinsten Ejektor, der bei der Teillast von 25 % verwendet wird, weicht zu höheren Enthalpien ab. Für die Umschalttemperatur $T_{\text{Schalt}} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$ kann durch den Einsatz dieser vier Ejektoren der JEV um 6,86 % verbessert werden. Bei der Umschalttemperatur $T_{\text{Schalt}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ ist eine Senkung des JEV um 6,53 % und bei $T_{\text{Schalt}} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$ sind 5,96 % erreichbar.

Tabelle 4.2: Zuordnung der Ejektoren zu den Laststufen bei vier Ejektoren und die optimalen Größen der Treibdüsenflächen der vier Ejektoren.

| Symbol | Laststufe | Ejektor 1 | Ejektor 2 | Ejektor 3 | Ejektor 4 |
|--------|-----------|---------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|
| △ | 25 % | $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$ | $A_t = 11,25 \text{ mm}^2$ | $A_t = 15,00 \text{ mm}^2$ | $A_t = 20,00 \text{ mm}^2$ |
| ◇ | 50 % | | | | |
| □ | 75 % | | | | |
| ○ | 100 % | | | | |

Tabelle 4.3: Verbesserung des JEV für die vier Umschalttemperaturen T_{Schalt} bei den vier optimalen Treibdüsenflächen $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, $11,25 \text{ mm}^2$, $15,00 \text{ mm}^2$ und $20,00 \text{ mm}^2$.

| $T_{\text{Schalt}} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$ | $T_{\text{Schalt}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ | $T_{\text{Schalt}} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$ |
|---|---|---|
| 6,86 % | 6,53 % | 5,96 % |

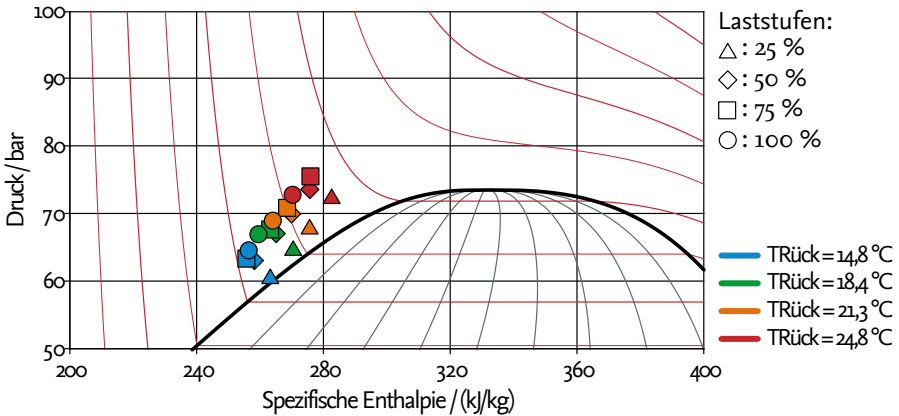


Abbildung 4.10: Eintrittszustände in die Treibdüse für die optimale Konfiguration der Ejektoren. Die Laststufen sind durch die Form der Symbole gekennzeichnet, die Temperatur des Rückkühlwassers durch die Farbe der Symbole. Treibdüsenfläche von $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, $11,25 \text{ mm}^2$, $15,00 \text{ mm}^2$ und $20,00 \text{ mm}^2$.

Drei Ejektoren

Bei der Zusammenstellung mit vier Ejektoren ist ersichtlich, dass das Maximum der Leistungszahl über der Treibdüsenfläche bei der Volllast bei $A_t = 20,00 \text{ mm}^2$ liegt. Die optimale Treibdüsenfläche für die Minimallast von 25 % liegt bei $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$. Zwischen diesen Flächen müssen die optimalen Treibdüsenflächen auch bei drei Ejektoren liegen. Um die optimalen Durchmesser zu finden, werden in der Abstufung von $\Delta A_t = 1,25 \text{ mm}^2$ Variationssimulationen für alle Leistungen und alle Temperaturen durchgeführt.

Der Einsatz von drei Ejektoren bzw. drei Ejektorgrößen ist auch dadurch interessant, dass drei Ejektorgrößen auch durch die Kombination von zwei Ejektoren erzielt werden können. Hier wird jedoch zunächst auf drei einzelne Ejektoren im Einzelbetrieb eingegangen. Die Kombination von zwei Ejektoren zu einer dritten Treibdüsenfläche wird im nächsten Abschnitt bei zwei Ejektoren analysiert. Weiterhin ist die Verteilung der definierten Laststufen auf die drei Ejektoren zu berücksichtigen. Trivial ist die Entscheidung, die kleinste Teillast auf den kleinsten Ejektor zu legen und die Volllast auf den größten Ejektor. Die Verteilung der beiden mittleren Teillasten auf den kleinsten, mittleren oder größten Ejektor ist zum einen eine Frage der Minimierung des JEV, zum anderen der Realisierbarkeit durch die Einschränkung, dass die Eintrittszustände in die Treibdüse nicht im Zweiphasengebiet liegen dürfen. Zunächst wird davon ausgegangen, dass bei den beiden mittleren Laststufen der mittlere Ejektor verwendet wird, wobei in der Abbildung 4.11 die möglichen Zusammenstellungen dargestellt werden. Im Folgenden werden nun die Zusammenstellungen in Hinblick auf die Verbesserung des JEV analysiert.

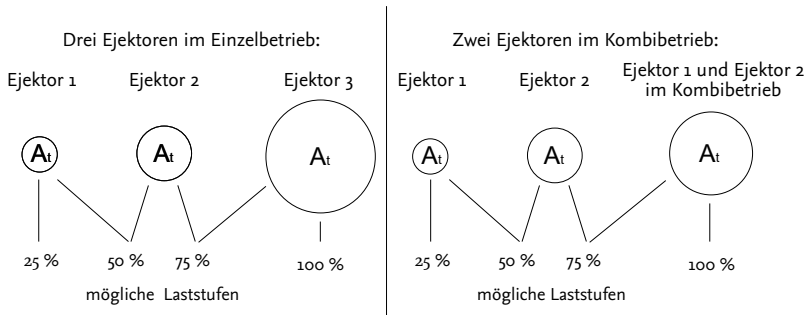


Abbildung 4.11: Bei drei Ejektoren gibt es verschiedene Möglichkeiten der Zusammenstellung der Größen der Treibdüsen und der Verteilung der Teillasten auf die Ejektoren. Es können drei Ejektoren im Einzelbetrieb (links) genutzt werden, oder aber es können zwei Ejektoren im Kombibetrieb (rechts) verwendet werden. Weiterhin ist zu untersuchen welcher Ejektor bei welcher Laststufe genutzt wird. Ejektor 2 kann für die Laststufe 50 % oder 75 % oder für beide Laststufen genutzt werden. Zwei Ejektoren im Einzelbetrieb werden im nächsten Abschnitt untersucht.

Drei Ejektoren im Einzelbetrieb Bei drei unabhängigen Treibdüsenflächen ist eine Zusammenstellung der Treibdüsenflächen von $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, $12,5 \text{ mm}^2$ und $20,00 \text{ mm}^2$ die Variante mit dem niedrigsten JEV, wenn die Teillasten von 50 % und 75 % durch den mittleren Ejektor abgedeckt werden. Abbildung 4.12 zeigt die Eintrittszustände in die Treibdüse für diese Zusammenstellung. Es zeigt sich eine breitere Verteilung als bei der Konfiguration mit vier Ejektoren.

Tabelle 4.4: Zuordnung der Ejektoren zu den Laststufen bei drei einzelnen Ejektoren.

| Symbol | Laststufe | Ejektor 1 | Ejektor 2 | Ejektor 3 |
|---------------------|------------|----------------------------|-----------|-----------|
| \triangle | 25 % | $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$ | | |
| \diamond, \square | 50 %, 75 % | $A_t = 12,25 \text{ mm}^2$ | | |
| \circ | 100 % | $A_t = 20,00 \text{ mm}^2$ | | |

Leistungsverteilung bei drei Ejektoren im Einzelbetrieb Ausgehend von den oben gefundenen Treibdüsenflächen $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, $12,5 \text{ mm}^2$ und $20,00 \text{ mm}^2$, werden die in Tabelle 4.5 dargestellten Verteilungen der Laststufen untersucht. Die Verwendung des mittleren Ejektors für die Laststufen 50 % und 75 % ergibt den geringsten JEV.

Tabelle 4.5: Verbesserung des JEV bei unterschiedlicher Leistungsverteilung bei drei unabhängigen Treibdüsenflächen $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, $12,5 \text{ mm}^2$ und $20,00 \text{ mm}^2$.

| Leistungsverteilung | | | Verbesserung JEV | | |
|---------------------|------------|-------------|---|---|---|
| Ejektor 1 | Ejektor 2 | Ejektor 3 | $T_{\text{Schalt}} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$ | $T_{\text{Schalt}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ | $T_{\text{Schalt}} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| 25 %, 50 % | 75 % | 100 % | 2,64 % | 3,20 % | 3,62 % |
| 25 % | 50 %, 75 % | 100 % | 6,10 % | 5,98 % | 5,50 % |
| 25 % | 50 % | 75 %, 100 % | 5,39 % | 5,35 % | 5,18 % |

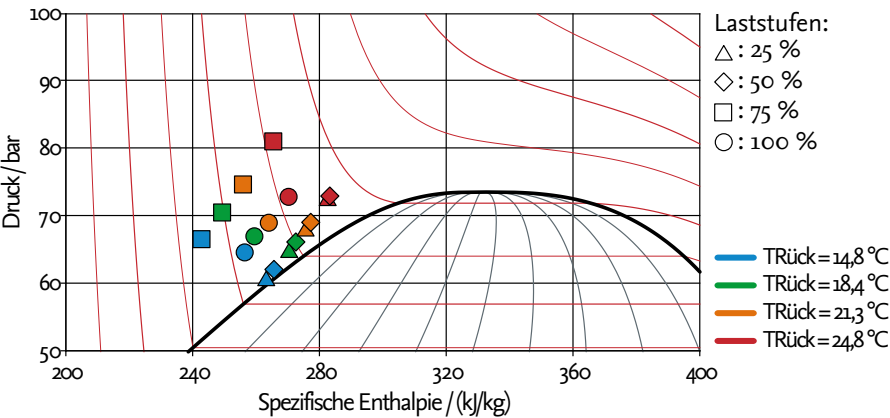


Abbildung 4.12: Eintrittszustände in die Treibdüse für folgende Lastverteilung, Ejektor 1: 25 %, Ejektor 2: 50 % und 75 %, Ejektor 3: 100 %. Kennzeichnung wie oben. Treibdüsenfläche von $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, $12,5 \text{ mm}^2$ und $20,00 \text{ mm}^2$.

Analyse der Ergebnisse für vier und drei Ejektoren im Einzelbetrieb

In Abbildung 4.13 sind die relativen Leistungszahlen der Ejektorkreislaufkonfigurationen und die Leistungszahl des Vergleichskreislaufs dargestellt. Die Temperatur des Rückkühlwassers ist ebenfalls eingezeichnet. Es ist ersichtlich, dass beide Konfigurationen mit vier und drei Ejektoren eine Erhöhung der Leistungszahl erbringen.

Die relativen Leistungszahlen der Konfiguration mit vier und drei Ejektoren im Vergleich zum Referenzkreislauf sind in Abbildung 4.13 über die simulierten Monate dargestellt.

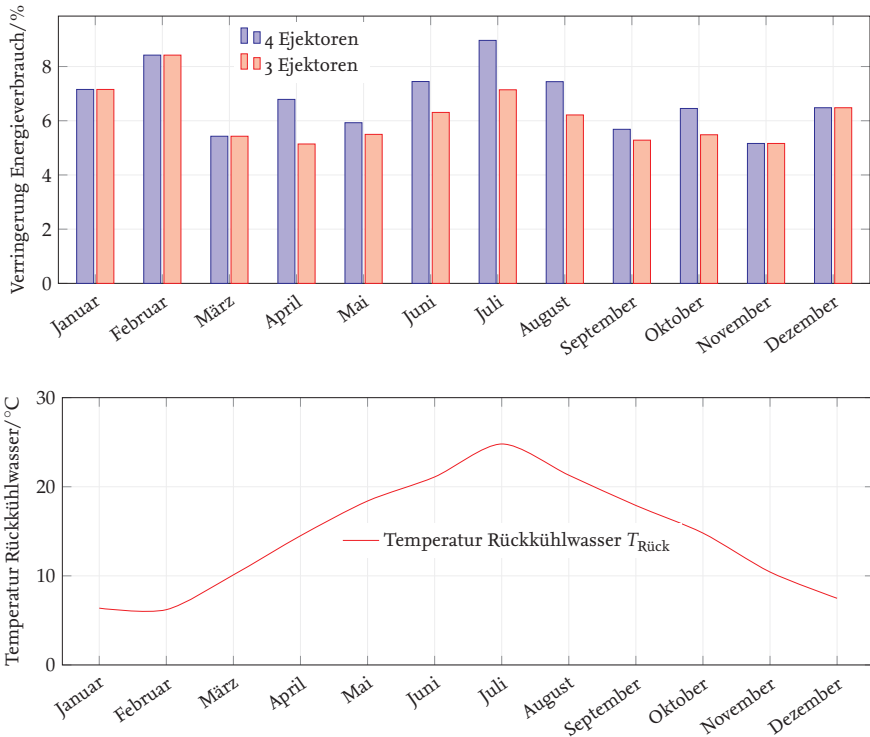


Abbildung 4.13: Oben: Verringerung des Energieverbrauchs bezogen auf den Referenzkreislauf der Zusammenstellungen mit vier und drei Ejektoren im Einzelbetrieb für $T_{\text{Schalt}} = 15^\circ\text{C}$. Treibdüsenflächen vier Ejektoren: 5 mm^2 , $11,25\text{ mm}^2$, $15,00\text{ mm}^2$ und $20,00\text{ mm}^2$. Treibdüsenflächen drei Ejektoren: $6,25\text{ mm}^2$, $12,5\text{ mm}^2$ und $20,00\text{ mm}^2$. Unten: Temperatur des Rückkühlwassers über ein Jahr.

Es ist erkennbar, dass auch in den Monaten ohne Ejektoreinsatz eine Erhöhung der relativen Leistungszahl erzielt wird. Dies ist durch den Einsatz des Ventilmodus zu begründen. Es ist ersichtlich, dass sich der Ejektorbetrieb bei einer Temperatur von über 15 °C gegenüber dem Betrieb im Ventilmodus lohnt.

Um die durchgeführten Simulationen hinsichtlich des Ejektors zu bewerten, ist es sinnvoll die erreichten Ejektoreffizienzen zu analysieren. Für vier Ejektoren liegen diese im Bereich von 21-25 %. Der Unterschied in der Ejektoreffizienz zwischen den Laststufen ist gering. In Abbildung 4.14 sind die simulierten Ejektorwirkungsgrade der einzelnen Ejektoren für die Zusammenstellung aus vier Ejektoren über den Zeitraum des Ejektorbetriebs dargestellt. In Abbildung B.15 im Anhang sind die Ejektoreffizienzen für drei Ejektoren dargestellt.

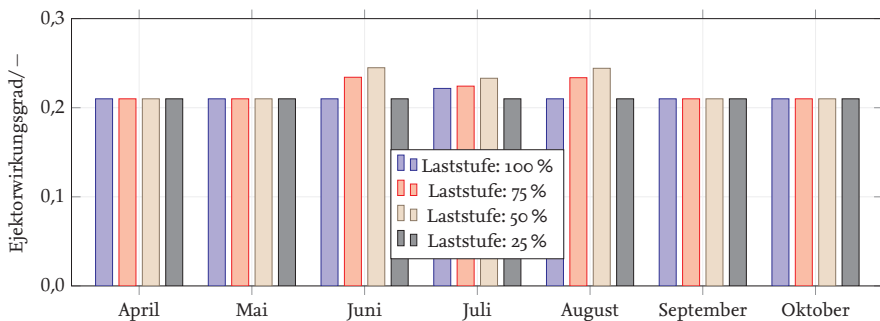


Abbildung 4.14: Simulierter Ejektorwirkungsgrad für vier Ejektoren im Einzelbetrieb mit dem besten JEV. Treibdüsenflächen $A_t = 6,25 \text{ mm}^2, 11,25 \text{ mm}^2, 15,00 \text{ mm}^2$ und $20,00 \text{ mm}^2$.

Weiterhin ist in Abbildung 4.14 erkennbar, dass die Ejektoreffizienzen bei den mittleren beiden Teillasten bei vier Ejektoren am höchsten sind und bei der niedrigsten und höchsten Last geringer werden. In Abbildung B.15 sind die Ejektoreffizienzen für drei Ejektoren abgebildet. Es ist zu erkennen, dass dort bei der Laststufe von 50 % geringere Ejektoreffizienzen erreicht werden, als bei der Zusammenstellung von vier Ejektoren.

Ein und zwei Ejektoren

Eine Verringerung der Anzahl der Ejektoren auf ein oder zwei Ejektoren reduziert die Komplexität der Kälteanlage. Ob diese Konfigurationen auch energetische Vorteile mit sich bringen, wird in diesem Abschnitt untersucht. Abbildungen 4.15a und 4.15b zeigen den Kreislaufaufbau für einen und zwei Ejektoren.

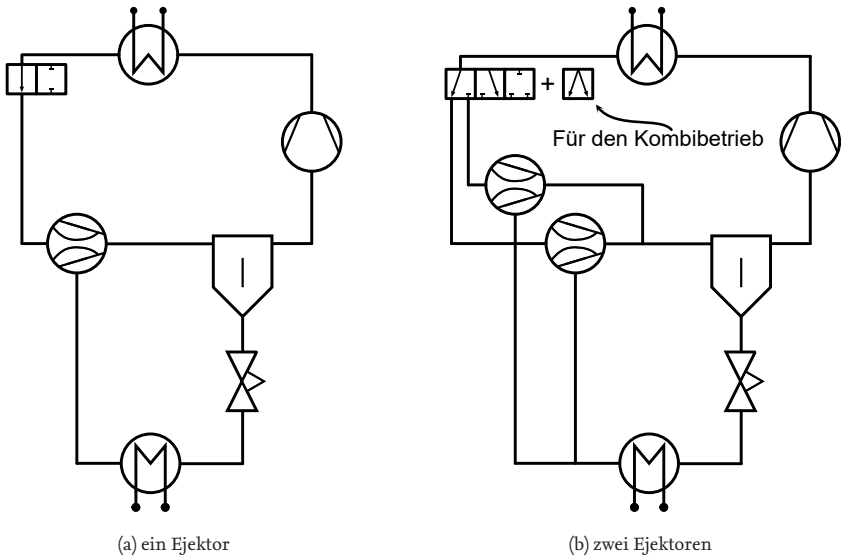


Abbildung 4.15: Schematische Darstellung der CO₂-Kälteanlage mit einem und zwei Ejektoren. Das Expansionsventil für den Ventilmodus ist nicht dargestellt. Für den Kombibetrieb von zwei Ejektoren wird eine vierte Verschaltungsmöglichkeit verwendet, wodurch beide Ejektoren parallel betrieben werden.

Besonders der Einsatz von nur einem Ejektor ist gesondert zu untersuchen, da die Treibdüsenfläche beide Extremlasten, die Vollast und die Teillast von 25 %, bewältigen muss. Zunächst werden jedoch die Ergebnisse für zwei Ejektoren vorgestellt. Anders als bei drei Ejektoren dargestellt, werden hier die beiden Ejektoren nicht gleichzeitig betrieben, sodass immer nur ein Ejektor von beiden in Betrieb ist.

Zwei Ejektoren im Einzelbetrieb

Für zwei Ejektoren liegt die untere Grenze der Treibdüsenfläche für den kleineren Ejektor bei $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, da die Eintrittszustände bei größeren Durchmessern im Zweiphasengebiet liegen. Die Treibdüsenfläche des größeren Ejektors liegt optimal bei $17,5 \text{ mm}^2$. Abbildung 4.16 zeigt die Eintrittszustände in die Treibdüse bei zwei Ejektoren. Es zeigt sich im Vergleich zu drei Ejektoren eine noch breitere Verteilung der Eintrittszustände.

Tabelle 4.6: Zuordnung der Ejektoren zu den Laststufen bei zwei Ejektoren.

| Symbol | Laststufe | Ejektor 1 | Ejektor 2 |
|-----------------------|-------------|---------------------------|-----------|
| \triangle, \diamond | 25 %, 50 % | $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$ | |
| \square, \circ | 75 %, 100 % | $A_t = 17,5 \text{ mm}^2$ | |

Tabelle 4.7: Verbesserung des JEV bei zwei Treibdüsenflächen $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$ und $17,5 \text{ mm}^2$.

| $T_{\text{Schalt}} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$ | $T_{\text{Schalt}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ | $T_{\text{Schalt}} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$ |
|---|---|---|
| 2,43 % | 2,86 % | 3,37 % |

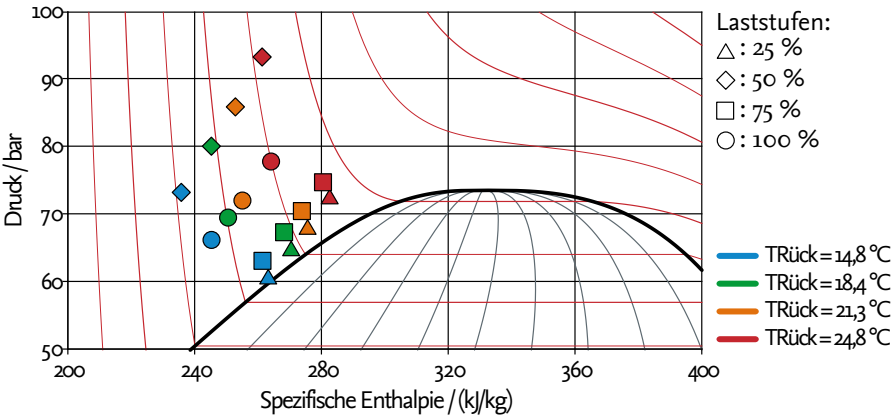


Abbildung 4.16: Eintrittszustände in die Treibdüse für zwei Ejektoren im Einzelbetrieb. Treibdüsenflächen von $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$ und $17,5 \text{ mm}^2$.

Der Reduzierungen des JEV sind in Tabelle 4.7 zu finden. Die Reduzierungen des JEV im Vergleich zum Referenzkreislauf sind geringer als bei einer Kombination von zwei Ejektoren zu einer dritten Ejektorgröße Maßgeblich ist hier die Zuordnung der Laststufe $L = 50 \%$ zu dem kleinen Ejektor, was zu sehr hohen Hochdrücken führt, wie Abbildung 4.16 zeigt und welche zu niedrigen Leistungszahlen bei dieser Laststufe führen.

Zwei Ejektoren im Kombibetrieb Bei zwei Ejektoren, stellt sich die Frage, ob der Kombibetrieb von zwei kleinen Ejektoren, also der gleichzeitige Betrieb von zwei Ejektoren, sinnvoll ist. Die oben genannte Zusammenstellung aus drei Ejektoren hat den Nachteil, dass die Treibdüsenfläche des größten Ejektors sich nicht aus der Kombination der Treibdüsenflächen der beiden anderen Ejektoren ergibt. Hier werden, als Ausnahme zu den anderen Untersuchungen, zwei Ejektoren zeitgleich eingesetzt. Wenn die dritte Treibdüsenfläche aus zwei Ejektoren zusammengesetzt wird, ist die folgende Zusammenstellung von Treibdüsenflächen optimal: $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, $12,5 \text{ mm}^2$ und $18,75 \text{ mm}^2$. Die resultierenden Eintrittszustände in die Treibdüse sind in Abbildung 4.17 dargestellt. In Vergleich zu den Konfigurationen mit zwei Ejektoren im Einzelbetrieb ist eine engere Verteilung der Eintrittszustände zu erkennen und die hohen Hochdrücke wie bei zwei Ejektoren im Einzelbetrieb kommen nicht mehr vor.

Tabelle 4.8: Zuordnung der Ejektoren zu den Laststufen bei zwei Ejektoren, die im Kombibetrieb eingesetzt werden.

| Symbol | Laststufe | Ejektor 1 | Ejektor 2 | Ejektor 1 + Ejektor 2 |
|--------|------------|----------------------------|-----------|-----------------------|
| △ | 25 % | $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$ | | |
| ◇, □ | 50 %, 75 % | $A_t = 12,5 \text{ mm}^2$ | | |
| ○ | 100 % | $A_t = 18,75 \text{ mm}^2$ | | |

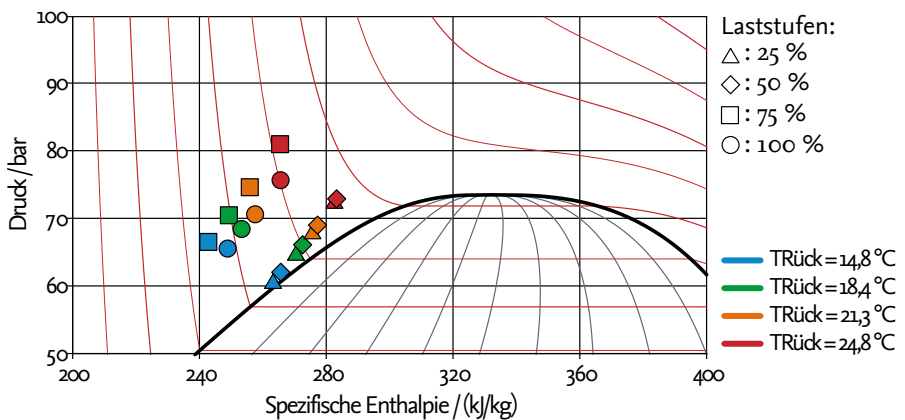


Abbildung 4.17: Eintrittszustände in die Treibdüse bei zwei Ejektoren im Kombibetrieb. Kennzeichnung wie oben. Treibdüsenfläche von $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, $12,5 \text{ mm}^2$ und $18,75 \text{ mm}^2$.

Leistungsverteilung bei zwei Ejektoren im Kombibetrieb Ausgehend von den oben gefundenen Treibdüsenflächen $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, $12,5 \text{ mm}^2$ und $18,75 \text{ mm}^2$, werden die in Tabelle 4.9 dargestellten Leistungsverteilungen untersucht. Es zeigt sich auch hier, dass es am sinnvollsten ist bei beiden mittleren Teillasten von 50 % und 75 % den mittleren Ejektor zu verwenden. Der resultierende JEV ist bei der Umschaltemperatur $T_{\text{Schalt}} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$ um 5,98 % geringer als der Referenzkreislauf. Bei $T_{\text{Schalt}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ sind es 5,83 % und bei $T_{\text{Schalt}} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$ sind es 5,35 %.

Der JEV ist allerdings nur geringfügig besser, als bei dem Fall, dass bei der Teillast von 50 % der mittlere und bei den Teillasten von 75 % und 100 % der große Ejektor genutzt wird. Wenn für die Lasten von 75 % und 100 % der größte Ejektor eingesetzt wird, sind die Eintrittsdrücke in die Treibdüse für die Teillast von 75 % niedriger im Vergleich zu dem Fall, dass diese Teillast vom mittleren Ejektor übernommen wird. Dies wird aus Abbildung 4.17 ersichtlich. Die Verbesserung des JEV ist nur wenig geringer, als bei dem Fall, dass der große Ejektor nur bei der Volllast von 100 % verwendet wird, siehe Tabelle 4.9.

Tabelle 4.9: Verbesserung des JEV bei unterschiedlicher Leistungsverteilung bei zwei Ejektoren im Kombibetrieb. Treibdüsenflächen $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, $12,5 \text{ mm}^2$ und $18,75 \text{ mm}^2$.

| Leistungsverteilung | | | Verbesserung JEV | | |
|---------------------|------------|-----------------------|---|---|---|
| Ejektor 1 | Ejektor 2 | Ejektor 1 + Ejektor 2 | $T_{\text{Schalt}} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$ | $T_{\text{Schalt}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ | $T_{\text{Schalt}} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| 25 %, 50 % | 75 % | 100 % | 2,52 % | 3,05 % | 3,47 % |
| 25 % | 50 %, 75 % | 100 % | 5,98 % | 5,83 % | 5,35 % |
| 25 % | 50 % | 75 %, 100 % | 5,80 % | 5,64 % | 5,32 % |

Ein Ejektor, Laststufen: 25-100 %

Wie oben bei den anderen Konfigurationen vorgestellt, liegt die größtmögliche Treibdüsenfläche bei $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, wenn verhindert werden soll, dass die Eintrittszustände in die Treibdüse im Zweiphasengebiet liegen. Wenn ein Ejektor für die 25 %-Laststufe mit einer Treibdüsenfläche von $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$ ausgelegt wird, hat dies zur Folge, dass der Treibdüsen Eintrittsdruck bei der 100 %-Laststufe bei über 130 bar liegt, siehe Abbildung 4.18. Bei diesen hohen Drücken ist die Verdichtungsleistung so hoch, dass die Leistungszahl niedriger wird als bei Ejektoren mit größeren Treibdüsenflächen. Die Eintrittszustände in die Treibdüse zeigen in Abbildung 4.18 eine deutlich breitere Streuung als bei allen bereits gezeigten Konfigurationen. Der resultierende JEV für einen Ejektor mit einer Treibdüsenfläche von $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$ ist bei der Umschalttemperatur $T_{\text{Schalt}} = 11 \text{ °C}$ hier sogar um 33 % höher als beim Referenzkreislaufs.

Tabelle 4.10: Zuordnung der Ejektoren zu den Laststufen bei einem Ejektoren.

| Symbol | Laststufe | Ejektor 1 | Verbesserung JEV |
|---|-----------|---------------------------|------------------|
| $\triangle, \diamond, \square$ u. \circ | 25-100 % | $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$ | nicht vorhanden |

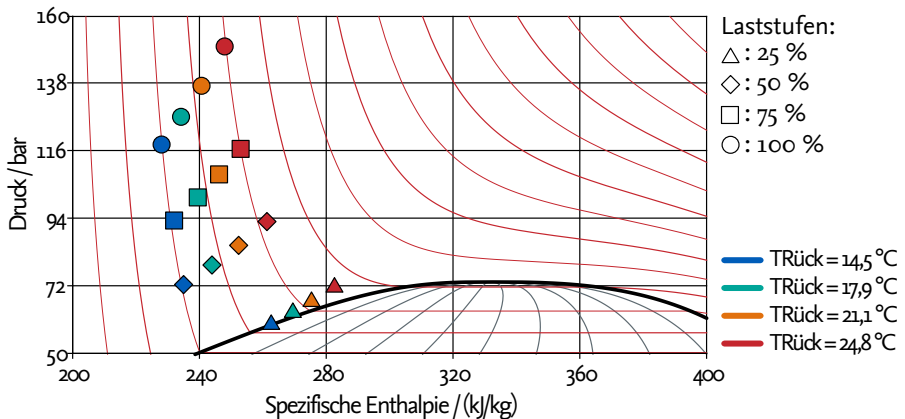


Abbildung 4.18: Eintrittszustände in die Treibdüse für einen Ejektor. Die Treibdüsenfläche beträgt $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$. Der resultierende Hochdruck ist bei Vollast zu hoch, was sich bei diesen Betriebspunkten in niedrigen Leistungszahlen bemerkbar macht.

Ein Ejektor, Laststufen: 50-100 %

Wenn es in der Betriebsführung der Kälteanlage möglich ist die Verteilung der Teillasten über die Zeit zu verändern, kann für die Teillast von 25 % der Ventilmodus genutzt werden. Eine Triebdüsenfläche von $12,5 \text{ mm}^2$ stellt dann die optimale Größe für einen Ejektor dar. Die Eintrittszustände in die Triebdüse für einen Ejektor mit der Triebdüsenfläche $A_t = 12,5 \text{ mm}^2$ sind in Abbildung 4.19 eingetragen, wobei auch die Eintrittspunkte für die Teillast von 25 % eingezeichnet sind, wenn diese im Ejektorbetrieb gefahren wird. Ein Blick auf die auftretenden Hochdrücke, bzw. Enthalpien am Eintritt der Triebdüse des Ejektors für die Teillast von 25 %, lässt erkennen, dass sich der Eintrittszustand des Ejektors im Zweiphasengebiet befindet. Bei der kleinsten Leistung ist es bei dem gegebenen Ejektordurchmesser folglich nicht möglich, einen ausreichend hohen Triebdüsen-eintrittsdruck zu erreichen um, einen transkritischen Betrieb aufrecht zu erhalten. Eine solche Konfiguration des Ejektors und des Ventilmoduss ergeben die Verbesserungen des JEV welche in Tabelle 4.11 dargestellt sind.

Tabelle 4.11: Zuordnung der Ejektoren zu den Laststufen bei einem Ejektoren.

| Symbol | Laststufe | Ejektor 1 $T_{\text{Schalt}} = 11^\circ\text{C}$ | Verbesserung JEV | | |
|-----------|-----------|---|--|--|--------|
| | | | $T_{\text{Schalt}} = 15^\circ\text{C}$ | $T_{\text{Schalt}} = 19^\circ\text{C}$ | |
| ◇, □ u. ○ | 50-100 % | $A_t = 12,5 \text{ mm}^2$ | 1,30 % | 1,89 % | 2,55 % |

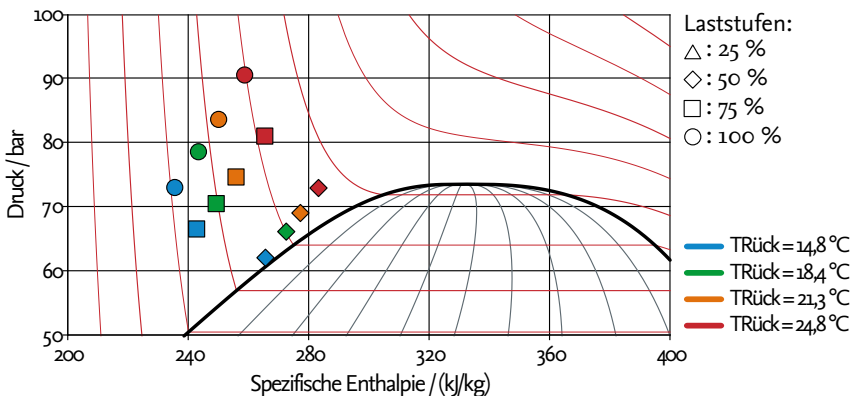


Abbildung 4.19: Eintrittszustände in die Triebdüse, $A_t = 12,5 \text{ mm}^2$. Farblich gekennzeichnet sind die Temperaturen des Rückkühlwassers. Bei den Laststufen 50 – 100 % wird der Ejektor verwendet, bei der Laststufe 25 % wird der Ventilmodus genutzt.

Analyse der Ergebnisse für zwei Ejektoren und einem Ejektor

In Abbildung 4.20 wird die monatliche Senkung des JEV für zwei und für einen Ejektor dargestellt.

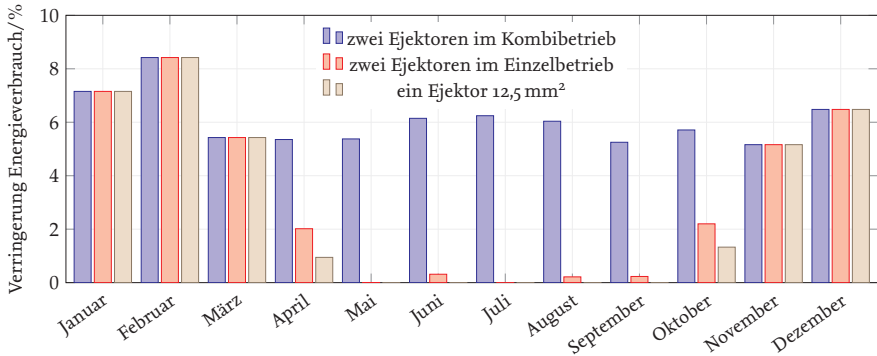


Abbildung 4.20: Monatliche Senkung des Energieverbrauchs der Konfigurationen mit zwei Ejektoren mit den Treibdüsenflächen $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$ und $17,5 \text{ mm}^2$ und einem Ejektor mit Treibdüsenfläche $A_t = 12,5 \text{ mm}^2$, wobei der Ventilmodus bei der Teillast von 25 % eingeschaltet wird.

Der deutliche Unterschied in den erreichbaren Verringerungen des JEV bei zwei Ejektoren im Kombibetrieb zu zwei Ejektoren im Einzelbetrieb liegt darin begründet, dass die Hochdrücke beim Einzelbetrieb bei den Laststufen von $L = 50 \%$ und $L = 100 \%$ sehr viel höher sind, als beim Kombibetrieb. Daher sind in den Monaten Mai bis September nur minimale Verringerungen des JEV beim Einzelbetrieb von zu erreichen.

Für die Bewertung der Simulationen sind in Abbildung B.16 im Anhang die Ejektorwirkungsgrade für die Umschalttemperatur $T_{\text{Schalt}} = 11 \text{ °C}$ aufgetragen. Bei zwei Ejektoren mit den Flächen $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$ und $17,5 \text{ mm}^2$ werden Ejektoreffizienzen simuliert, deren Höhe im Bereich der bekannten Ejektoreffizienzen sind. Für einen Ejektor mit $A_t = 12,5 \text{ mm}^2$ sind die Ejektorwirkungsgrade nur für die Lasten 50 % und 100 % dargestellt, da die Teillast von 25 % im Ventilmodus betrieben wird. Hier zeigt sich, dass nur bei der Laststufe von 75 % Ejektorwirkungsgrade von 25 % erreicht werden. Bei den anderen beiden Laststufen liegt der Ejektorwirkungsgrad bei ca. 21 %.

4.4 Grenzen des Einsatzes eines Ejektors

Im vorherigen Kapitel wird festgestellt, dass der Betrieb von nur einem Ejektor nicht die Volllast von 100 % und die niedrigste definierte Teillast von 25 % abdecken kann. Entweder ist die Treibdüsenfläche zu klein und somit der Hochdruck für Volllast und hohen Teillas-

ten zu hoch, was eine niedrige Leistungszahl zur Folge hat, oder die Treibdüsenfläche ist groß genug für die hohen Lasten, was aber bei niedrigen Lasten eine Verlagerung des Eintrittszustands der Treibdüse in das Zweiphasengebiet und somit ebenfalls eine niedrige Leistungszahl zur Folge hat. Im Folgenden werden die Grenzen bezüglich der abdeckbaren Teillasten beim Einsatz eines Ejektors für verschiedene Treibdüsenflächen dargestellt. Die Grenze des möglichen Betriebs mit einem Ejektor wird so definiert, dass der Eintrittszustand der Treibdüse gerade noch außerhalb des Zweiphasengebiets des CO_2 liegt. Für die im vorherigen Abschnitt analysierten Treibdüsenfläche von $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$ und $12,5 \text{ mm}^2$ wird hier die aufzubringende Last so lange reduziert, bis der Eintrittszustand der Treibdüse bei allen Rückkühltemperaturen komplett im Zweiphasengebiet liegt. Dies ist in Abb. 4.21 für die Treibdüsenfläche von $A_t = 12,5 \text{ mm}^2$ dargestellt.

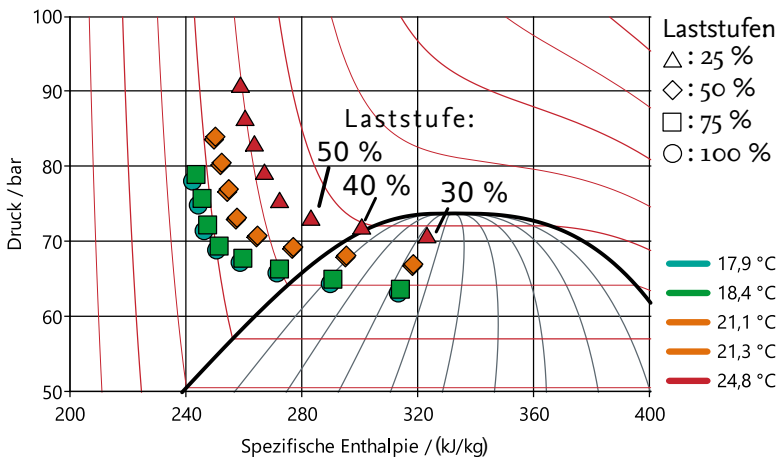


Abbildung 4.21: Ein Beispiel für die Grenze des Einsatzes eines Ejektors bei der Treibdüsenfläche von $A_t = 12,5 \text{ mm}^2$. Die Eintrittszustände in die Treibdüse für die Teillasten von 30 % und 40 % liegen hier im Zweiphasengebiet.

Bei einer Treibdüsenfläche von $6,25 \text{ mm}^2$ liegen die Eintrittspunkte in die Treibdüse bei der Teillast von 30 % gerade noch in der Grenze des Zweiphasengebiets. Siehe dazu Abbildung B.12 im Anhang. Ein Ejektor kann nicht die minimale und die maximale angeforderte Last erbringen. Die untere Grenze beim Betrieb eines Ejektors bezüglich der Bandbreite der Lastanforderung liegt bei 50 % Teillast, wenn die Volllast ebenfalls durch den einen Ejektor betrieben werden soll. Wenn die extremen Betriebspunkte, also Volllast und die geringste Teillast, nur sehr geringe Zeitanteile des Betriebs der Kälteanlage darstellen, ist es sinnvoll diese Lastzustände im Ventilmodus zu betreiben. Es ist jedoch zu untersuchen, wie ein schnelles Umschalten zwischen Ejektor- und Ventilmodus regelungstechnisch realisiert werden kann.

5 Bewertung der Untersuchungen

Die in Kapitel 4 untersuchten Zusammenstellungen der Ejektoren in der Kälteanlage werden hier verglichen und bewertet. Dabei werden auch die Umschalttemperaturen für den Einsatz des Ventilmodus, die Sensitivität der Ejektoreffizienz auf den JEV und die Grenzen des Einsatzes eines Ejektors beleuchtet. Die in Kapitel 4 erzielten Ergebnisse werden mit dem optimierten Referenzkreislauf, welcher in Kapitel 2.4 definiert wird, verglichen.

5.1 Zusammenstellungen der Ejektoren

Zunächst werden die Zusammenstellungen der Ejektoren und die erzielten Verbesserungen zum Referenzsystem bewertet. Danach wird für den Vergleich auf den Ventilmodus eingegangen, der verwendet wird, wenn die Ejektoren nicht eingesetzt werden können, weil die Temperatur des Rückkühlwassers z. B. zu niedrig ist. Abbildung 5.1 zeigt die prozentualen Senkung des JEV in Bezug auf den Referenzkreislauf für die untersuchte Kälteanlage im Originalzustand und den Verbesserungen durch die Ejektoren. Der Referenzkreislauf ist die Bezugsgröße.

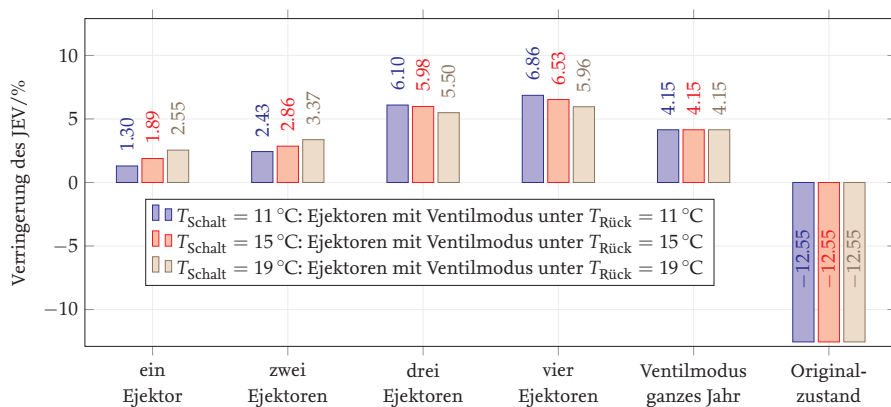


Abbildung 5.1: Prozentuale Steigerung der Jahreskälteleistungsgröße bezogen auf den Referenzkreislauf für alle hier untersuchten Fälle im Einzelbetrieb. Bei einem Ejektor wird die Laststufe von 25 % im Ventilmodus betrieben.

Bewertung der Ejektor-Zusammenstellungen

Der Einsatz von vier Ejektoren bei den vier definierten Voll- bzw. Teillasten ergibt erwartungsgemäß die höchste Verbesserung des JEV. Bedingt durch die Definition von vier Leistungsstufen in Kapitel 2.4.1 ist ein Betrieb von vier Ejektoren, die auf die jeweilige Leistung ausgelegt sind, naheliegend. Auch die Zusammenstellung aus drei Ejektoren im Einzelbetrieb erzielt eine gute Verbesserung des JEV. Die Triebdüsendurchmesser der Ejektoren müssen passend zur Laststufe ausgewählt werden. Die Rückkühltemperatur hat nur einen geringen Einfluss auf den optimalen Triebdüsendurchmesser. Somit ist die notwendige Kälteleistung, die durch den zu kühlenden Luftvolumenstrom festgelegt ist, das Kriterium für die Auswahl des zu nutzenden Ejektors. Mit der Nutzung eines Volumenstrommessgeräts im Luftpfad kann über die Steuerungssoftware der Kälteanlage eine Auswahllogik der installierten Ejektoren erfolgen.

Bei sinkender Umschalttemperatur T_{Schalt} ergibt sich eine höhere Verringerung des Jahresenergieverbrauchs bei drei und vier Ejektoren im Einzelbetrieb. Die Zusammenstellungen von drei und vier Ejektoren erreichen eine Verbesserung des JEV, welche höher ist, als beim ganzjährigen Einsatz des Ventilmodus. Bei einem und zwei Ejektoren fällt die Verbesserung des JEV geringer aus, als beim Einsatz des Ventilmodus, wie in Abb. 5.1 ersichtlich ist.

Zwei Ejektoren im Einzelbetrieb eingesetzt erbringen eine deutlich niedrigere Verringerung des Jahresenergieverbrauchs im Vergleich zu drei oder vier Ejektoren im Einzelbetrieb. Diese niedrige Verringerung des Jahresenergieverbrauchs liegt darin begründet, dass jeweils zwei Laststufen 25 % und 50 % bzw. 75 % und 100 % auf einen der beiden Ejektoren aufgeteilt werden müssen. Bei der jeweils kleineren Laststufe, 25 % für den kleinen Ejektor und 75 % für den großen Ejektor, können niedrige Hochdrücke in der Kälteanlage erreicht werden, bei den beiden hohen Laststufen sind die Hochdrücke dann so hoch, dass durch die erhöhte Verdichterleistung nur eine geringe Leistungszahl erreicht wird. Über das Jahr kann somit keine Verringerung des Jahresenergieverbrauchs erreicht werden, welche höher ist als beim ganzjährigen Betrieb des Ventilmodus. Auch bei einem Ejektor sind die Verbesserungen des JEV geringer, als beim ganzjährigen Betrieb des Ventilmodus. Ein Ejektor alleine kann nicht für die Bandbreite der Leistungsanforderung von 25 % bis 100 % eingesetzt werden, da keine Verbesserung des JEV im Vergleich zum Referenzsystem vorhanden ist. Nur wenn es möglich ist die kleinste Teillast von 25 % im Ventilmodus zu fahren, ist eine Verbesserung des JEV von bis zu 2,55 % im Vergleich zum Referenzsystem möglich.

Der Kombibetrieb von zwei Ejektoren zu einer dritten aufsummierten Triebdüsenfläche erweist sich als pragmatisch und es werden Verringerungen des Jahresenergieverbrauchs erreicht, welche fast so hoch sind wie bei drei Ejektoren im Einzelbetrieb. Somit sind zwei Ejektoren im Einzelbetrieb, die nicht kombiniert eingesetzt werden, nicht sinnvoll

für die hier gegebene Kälteanlage, da die Verbesserung des JEV geringer ist, als bei einer Kombination von zwei Ejektoren zu einer größeren gesamten Treibdüsenfläche. Da in dieser Arbeit die Rückkühltemperaturen sehr niedrig sind, ist wenig Potenzial für die Energierückgewinnung durch den Ejektor. In südlicheren Ländern mit einer höheren Umgebungstemperatur und somit höheren Gewässertemperaturen ist mit einer höheren Verbesserung des Jahresenergieverbrauchs zu rechnen.

Bewertung des Ventilmodus

Der Ventilmodus wird in zwei Situationen eingesetzt. Zum einen bei niedrigen Temperaturen, zum anderen bei kleinen Leistungen im Falle des Einsatzes von nur einem Ejektor. In Abschnitt 4.1 wird dargestellt, dass der Einsatz des Ventilmodus im gesamten Jahr eine Verbesserung des JEV gegenüber dem Referenzsystem von 4,15 % ergibt, was durch eine Überflutung des Verdampfers und der Einstellung einer optimalen Unterkühlung erreicht wird.

Zu den Verringerungen des JEV ist anzumerken, dass der Ventilmodus einen Teil zur Verbesserung des JEV beiträgt. Der Betrieb der Ejektoren ist jedoch für die großen Steigerungen des JEV verantwortlich. In den Diagrammen der Verringerungen des JEV für drei und vier Ejektoren im Einzelbetrieb (siehe Abbildung 4.13), bzw. zwei Ejektoren im Kombibetrieb (Abbildung 4.20) ist zu erkennen, dass in den Monaten des Einsatzes der Ejektoren eine signifikant höhere monatliche Senkung des JEV erreicht wird als in den Monaten mit dem Ventilmodus. Bei drei und vier Ejektoren ist in den Monaten des Ejektorbetriebs sogar eine Verringerung des Energieverbrauchs von ca. 9 % zu erkennen. Diese Verringerung des Energieverbrauchs in den Monaten des Ejektorbetriebs bedingen die große Verringerung des JEV über das ganze Jahr.

Der Einsatzzeitpunkt des Ventilmodus in den drei untersuchten Fällen lässt sich wie folgt beschreiben. Bei einer Umschalttemperatur $T_{\text{Schalt}} = 19^\circ\text{C}$ liefern ein und zwei Ejektor immer bessere JEV als das bei $T_{\text{Schalt}} = 11^\circ\text{C}$ und $T_{\text{Schalt}} = 15^\circ\text{C}$. Dies lässt sich dadurch begründen, dass sich beim Ejektorbetrieb vor allem bei den hohen Laststufen sehr hohe Hochdrücke einstellen, und in den Monaten des Ejektorbetriebs fast keine Verringerung des JEV stattfindet. Daher ist die Nutzung des Ejektors kontraproduktiv im Vergleich zur Nutzung des Ventilmodus. Bei drei und vier Ejektoren ist es genau umgekehrt. Dort ist die Verringerung des JEV bei geringen Umschalttemperaturen höher, als bei hohen Umschalttemperaturen, da der Ejektorbetrieb dort höhere Verbesserungen des JEV zur Folge hat.

5.2 Sensitivität des JEV bzgl. der Ejektoreffizienz

Um eine mögliche zukünftige Entwicklung der Ejektortechnologie zu betrachten, wird eine simulative Sensitivitätsanalyse mit den oben dargestellten Kreisläufen und den gleichen Betriebsbedingungen mit einer um 25 % erhöhten Ejektoreffizienz im Vergleich zu den oben simulierten Ejektoreffizienzen durchgeführt. Das parameterlineare Kennlinienmodell wird durch ein Modell mit konstanter Ejektoreffizienz ersetzt, die festgelegt wird. Die verwendeten Treibdüsenflächen der Ejektoren sind in Tabelle 5.1 dargestellt und entsprechen den optimalen Konfigurationen der oben analysierten Kreisläufe.

Tabelle 5.1: Treibdüsenflächen der Ejektoren im Einzelbetrieb für die Analyse der Sensitivität der Ejektoreffizienz.

| Anzahl | Treibdüsenflächen A_t | | | |
|--------|-------------------------|----------------------------------|-----------------------|-----------------------|
| | Ejektor 1 | Ejektor 2 | Ejektor 3 | Ejektor 4 |
| 4 | 6,25 mm ² | 11,25 mm ² | 15,00 mm ² | 20,00 mm ² |
| 3 | 6,25 mm ² | 12,5 mm ² | 20,00 mm ² | |
| 2 | 6,25 mm ² | 17,5 mm ² | | |
| 1 | 12,5 mm ² | Teillast von 25 % im Ventilmodus | | |

Ejektoreffizienzen Die um 25 % erhöhten Ejektoreffizienzen für die Monate des Ejektorbetriebs sind für die Konfiguration von vier Ejektoren in Abbildung 5.2 dargestellt. Es werden Ejektoreffizienzen von 26 % bis 33 % berechnet. Die simulierten Ejektoreffizienzen erreichten vergleichbare Werte wie Banasiak et al. [47] für parallele Ejektoren in einer Supermarktkälteanlage gemessen haben. Es sind Ejektoreffizienzen von ca. 20-34 % gemessen worden. Ähnlich hohe gemessene Ejektoreffizienzen liefern auch Kriezi et al. [43].

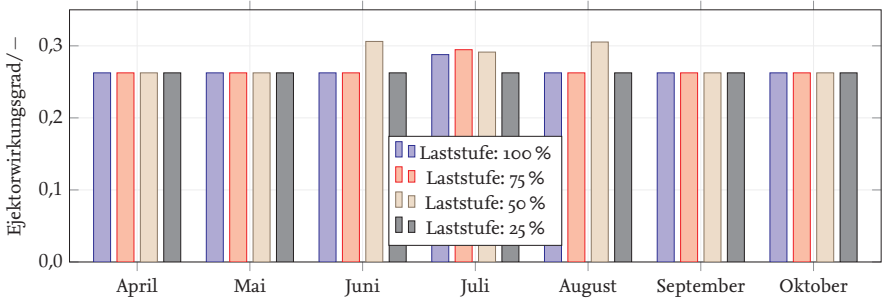


Abbildung 5.2: Im Vergleich zu den Untersuchungen am Anfang des Abschnitts 4.3 wurde die Ejektoreffizienz um 25 % erhöht, hier für vier Ejektoren mit den Treibdüsenflächen $A_t = 6,25 \text{ mm}^2, 11,25 \text{ mm}^2, 15,00 \text{ mm}^2$ und $20,00 \text{ mm}^2$.

Senkung des Jahresenergieverbrauchs In Abbildung 5.3 ist die Verringerung des Jahresenergieverbrauchs auf die Monate verteilt für die vier Konfigurationen, die in diesem Abschnitt untersucht werden, dargestellt. Im Juli ist eine Verbesserung der Leistungszahlen im Vergleich zum Referenzkreislauf von bis zu 12 % bei vier Ejektoren erkennbar.

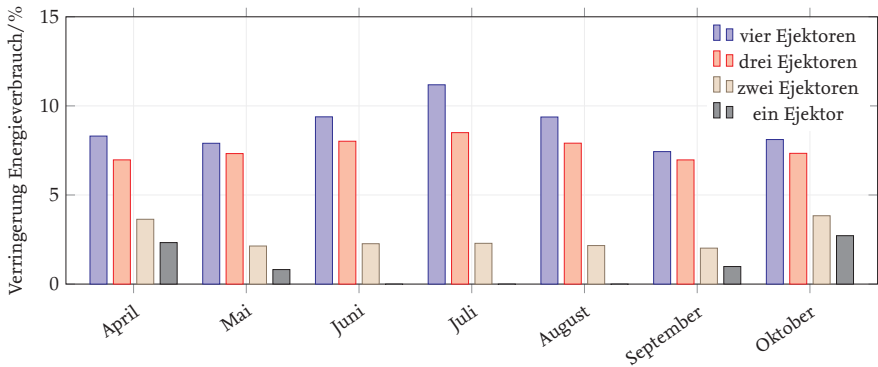


Abbildung 5.3: Monatliche Senkung des JEV bei einer Erhöhung der Ejektoreffizienz im Vergleich zu den vorherigen Untersuchungen am Anfang des Abschnitts 4.3 um 25 %.

Die prozentuale Verringerung des JEV bei Erhöhung der Ejektoreffizienz um 25 % für ein bis vier Ejektoren ist in Abbildung 5.4 dargestellt. Zum Vergleich sind die Verringerungen des JEV ohne Erhöhung der Ejektoreffizienz aus Abschnitt 4.3 ebenfalls dargestellt. Durch eine Erhöhung der Ejektoreffizienz lassen sich Verringerungen des JEV von bis zu 8,14 % erreichen. Es werden Unterschiede zwischen den Anzahlen der Ejektoren ersichtlich. Auffällig ist, dass die Erhöhung der Ejektoreffizienz bei ein und zwei Ejektoren bei der Umschalttemperatur $T_{\text{Schalt}} = 19^\circ\text{C}$ die größte Verringerung des JEV hervorruft. Bei drei und vier Ejektoren werden beim $T_{\text{Schalt}} = 11^\circ\text{C}$ die höchsten Verringerungen des JEV erbracht. Dies ist wie folgt zu erklären. Bei drei und vier Ejektoren werden in den Monaten mit der höchsten Rückkühltemperatur der niedrigste JEV erreicht. Bei einem und zwei Ejektoren kann in den Monaten mit den höchsten Rückkühltemperaturen keine Senkung des JEV erreicht werden. Ein und zwei einzeln eingesetzte Ejektoren können also in den Monaten Mai bis September bei den gegebenen Laststufen von 25-100 % nicht sinnvoll zur Senkung des Energieverbrauchs eingesetzt werden. Dies ist für die Ejektoren ohne Steigerung der Ejektoreffizienz in Abbildung 4.13, Abbildung 4.20 und Abbildung 5.3 zu erkennen.

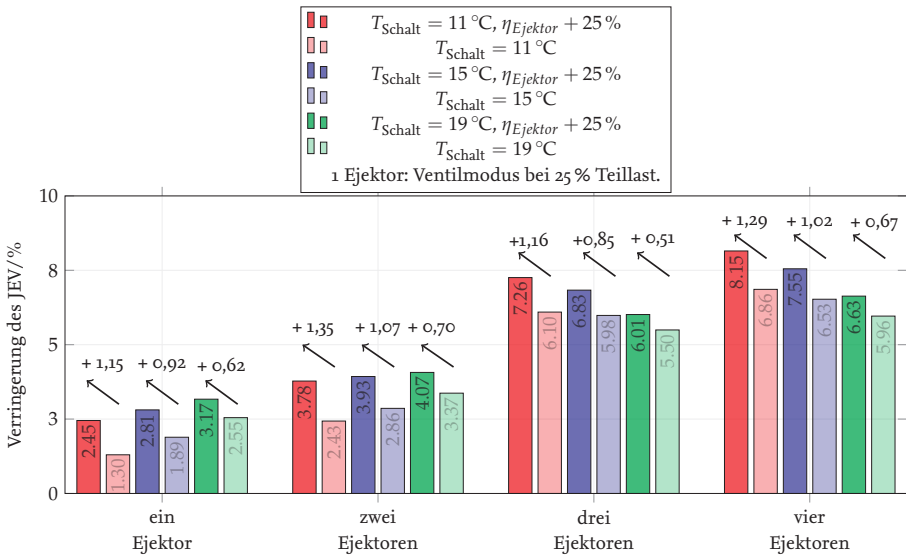


Abbildung 5.4: Verringerung des Jahresenergieverbrauchs für die in Abschnitt 4.3 berechneten Ejektoreffizienzen und die um 25 % erhöhten Ejektoreffizienzen bei einem, zwei, drei und vier Ejektoren im Einzelbetrieb.

Bewertung der Sensitivität des JEV bzgl. der Ejektoreffizienz Die Verringerungen des Jahresenergieverbrauchs durch eine erhöhte Ejektoreffizienz sind abhängig von der Anzahl der verbauten Ejektoren und der betrachteten Umschalttemperatur. Die Höhe der Verringerungen des Jahresenergieverbrauchs bei einer um 25 % höheren Ejektoreffizienz fallen gering aus, um 0,62 %-Punkte bei einem Ejektor und bei einer Umschalttemperatur $T_{\text{Schalt}} = 19^\circ\text{C}$ bis zu 1,35 %-Punkten bei drei Ejektoren im bei $T_{\text{Schalt}} = 11^\circ\text{C}$. Eine doch recht hohe Erhöhung der Ejektoreffizienz um 25 % ergibt somit nur geringe Verbesserungen des Jahresenergieverbrauchs. Die Wahl der optimalen Anzahl der Ejektoren und die Wahl der Umschalttemperatur T_{Schalt} sind wichtiger für eine Verringerung des Jahresenergieverbrauchs.

6 Vergleich Konzept Flash-Gas-Abscheidung und Ejektor

Kälteanlagen mit Flash-Gas-Abscheidung (oder Flash-Gas-Bypass, abgekürzt FGB) und Kälteanlagen mit Ejektoren, wie sie hier in der Arbeit angewendet werden, haben gemeinsam, dass der Verdampfer am Eintritt Kältemittel mit einem sehr geringen Dampfgehalt beaufschlagt wird.

Flash-Gas-Bypass

Die Autoren Elbel und Hrnjak [117] stellen eine Anwendung einer Flash-Gas-Abscheidung bei einer transkritischen CO₂-Kälteanlage mit einem Microchannel-Verdampfer vor. Bei den verwendeten Verdichtern handelt es sich um zweistufige Verdichter mit einer Zwischenkühlung. Vor der ersten Verdichterstufe ist ein interner Wärmeübertrager verschaltet, siehe Abbildung 6.1. Es zeigt sich bei Elbel und Hrnjak [117], dass der Flash-Gas-Bypass einerseits dazu dient, den Druckverlust des Verdampfers zu minimieren und um andererseits die Kältemittelverteilung im Verdampfer zu verbessern. Bei dem experimentellen Vergleich zwischen dem Flash-Gas-Bypass System und einer konventionellen Kälteanlage mit Expansionsventil erlangt das Flash-Gas-Bypass-System eine um 9 % höhere Kälteleistung und eine 7 % höhere Leistungszahl. Die bei Elbel und Hrnjak [117] untersuchte Kälteanlage ist mit der zweistufigen Verdichtung und mit dem internen Wärmeübertrager jedoch nicht direkt mit der hier untersuchten Kälteanlage zu vergleichen. Um trotzdem die beiden Anlagenkonzepte zu vergleichen wird die hier untersuchte industrielle Kälteanlage mit einem Flash-Gas-Bypass ausgestattet und simulativ mit einem Ejektorkreislauf verglichen.

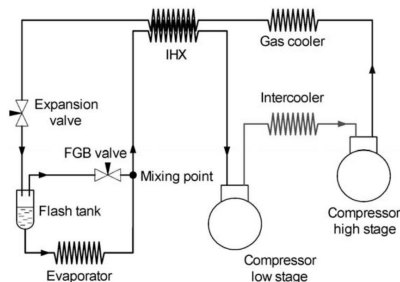


Abbildung 6.1: Elbel, Hrnjak 2004 - Flash Gas Bypass Anlage, aus [117, S. 725]

Simulierte Kälteanlage mit Flash-Gas-Bypass Die Flash-Gas Abscheidung mit einem Flash-Gas-Bypass wird hier mit einem Ejektorkreislauf verglichen, da der Verdampfer bei der Verwendung eines Flash-Gas Tanks und eines Separators bei der Ejektor Kälteanlage in beiden Fällen mit einem niedrigeren Dampfanteil, als bei einer konventionellen Kälteanlage beaufschlagt wird. Hier wird die Referenzkälteanlage mit einem Flash-Gas-Bypass ausgestattet, welcher dem Prinzip von Elbel und Hrnjak [117] entspricht, jedoch ohne einen internen Wärmeübertrager. In der Abbildung 6.2 ist der Aufbau der Kälteanlage mit Flash-Gas-Bypass dargestellt. Die Durchführung wurde von Richter [118] unterstützt. Die Überhitzung hinter dem Verdampfer wird mit Hilfe von Ventil 1 auf $T_{\text{sup}} = 5 \text{ K}$ eingestellt. Die Verdichter werden analog zu der Ejektor- und Referenzkälteanlage auf die Zielgröße der Austrittstemperatur der Luft geregelt. Der Hochdruck der Kälteanlage mit Flash-Gas-Bypass wird mit dem Ventil 2 geregelt und analog zu dem Vorgehen in Kapitel 2.4.3 optimiert zu:

$$\frac{p_{h,\text{opt}}}{\text{bar}} = 0,67 \frac{T_{S,\text{GK}}}{^{\circ}\text{C}} + 56. \quad (6.1)$$

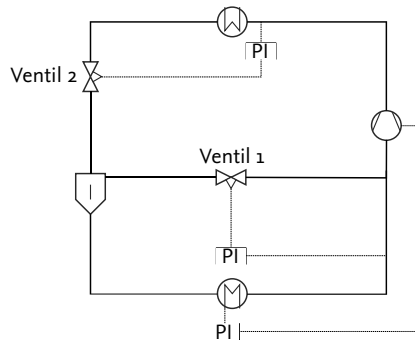


Abbildung 6.2: Aufbau des Simulationsmodells der Kälteanlage mit Flash-Gas-Bypass für den Vergleich mit einer Ejektor-Kälteanlage. Die Überhitzung vor dem Verdichter wird mit Ventil 1 und der Hochdruck mit Ventil 2 geregelt. Die Austrittstemperatur der Luft wird mit der Verdichterdrehzahl geregelt.

Vorgehen des Vergleichs Für den Vergleich der beiden Kälteanlagen werden die gleichen Betriebspunkte für die Ejektorkälteanlage mit vier Ejektoren und die Kälteanlage mit Flash-Gas-Bypass simuliert. Alle anderen Komponenten und Parametrierungen sind identisch mit denen der Referenzkälteanlage. Für die Ejektoren wird das parameterlineare Kennlinienmodell für Ejektoren verwendet. Die Ejektoren werden für die Leistungsstufen wie in Kapitel 3 mit den entsprechenden Treibdüsendurchmessern in Tabelle 4.2 parametriert. In Tabelle 6.1 sind die Betriebspunkte für den Vergleich dargestellt.

Für den Vergleich der beiden Kreislaufkonzepte werden der Verdampfer und der Verdichter detaillierter betrachtet, da dort die maßgeblichen Unterschiede zu tragen kommen. Betrachtet werden: der Eintrittsdruck p_s , die Eintrittsdichte ρ_s und die Leistungsaufnahme P_{el} des Verdichters, der Gesamtmassenstrom \dot{m}_{ges} , der Druckverlust über den Verdampfer dp_V und die Leistungszahl ϵ .

Tabelle 6.1: Randbedingungen der Simulation

| Vergleich Nr. | 1 | 2 | 3 | 4 |
|-------------------------------|---------|---------|---------|---------|
| Rückkühltemperatur $T_{Rück}$ | 24,8 °C | 24,8 °C | 17,9 °C | 17,9 °C |
| Laststufe L | 100 % | 25 % | 100 % | 25 % |

Ergebnisse des Vergleichs Flash-Gas-Bypass mit Ejektor In Abbildung 6.3 ist das ph-Diagramm der Ejektor-Kälteanlage und der Kälteanlage mit Flash-Gas-Bypass dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Verdichter durch den Druckhub des Ejektors einen höheren Saugdruck besitzt, als beim Flash-Gas-Bypass. Der Dampfgehalt des Kältemittels beim Eintritt in den Verdampfer ist bei beiden Konzepten niedrig.

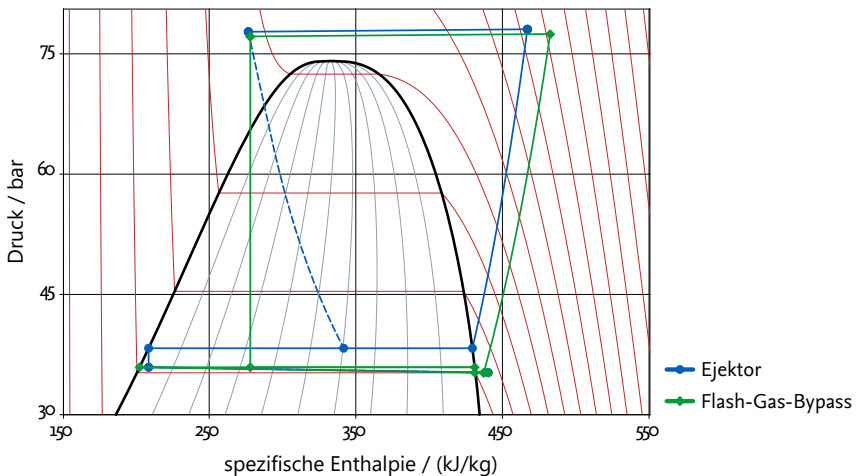


Abbildung 6.3: Die Kälteanlagen mit Flash-Gas-Bypass und Ejektoren im ph-Diagramm für den Betriebspunkt: Last = 100 %, $T_{Rück} = 24,8^\circ\text{C}$. Der Dampfgehalt am Eintritt der Verdampfer ist in beiden Fällen niedrig. Bei der Anlage mit Ejektoren ist jedoch der Eintrittsdruck in den Verdichter höher, sodass die aufzuwendende Antriebsleistung geringer ist als bei der Anlage mit Flash-Gas-Bypass.

Bei näherem Vergleich der Kälteanlage mit vier Ejektoren und der Kälteanlage mit Flash-Gas-Bypass in Abbildung 6.4 ist zu erkennen, dass bei der Kälteanlage mit Ejektoren im Vergleich zum FGB der Saugdruck p_s und die Saugdichte ρ_s des Verdichters höher sind. Die elektrische Leistungsaufnahme P_{el} der Verdichter ist geringer. Durch die höhere Dichte ist der Gesamtmassenstrom \dot{m}_{ges} durch die Verdichter höher. Wird der Verdampfer im ph-Diagramm isoliert betrachtet, ähneln sich die beiden Konzepte Ejektor und Flash-Gas-Bypass sehr. Der Massenstrom durch den Verdampfer ist bei der Anlage mit Ejektoren jedoch höher, da der Gasanteil nicht am Verdampfer vorbei geführt wird. Der Druckverlust im Verdampfer dp_v ist bei der Anlage mit FGB nur um wenige Prozentpunkte geringer. Entscheidend für die höhere Leistungszahl der Kälteanlage mit Ejektoren ist der Druckrückgewinn, der einen höheren Saugdruck für die Verdichter zur Folge hat. Dadurch sinkt die aufgenommene gesamte Verdichterleistung, was zu einer höheren Leistungszahl ϵ bei der Kälteanlage mit Ejektoren führt.

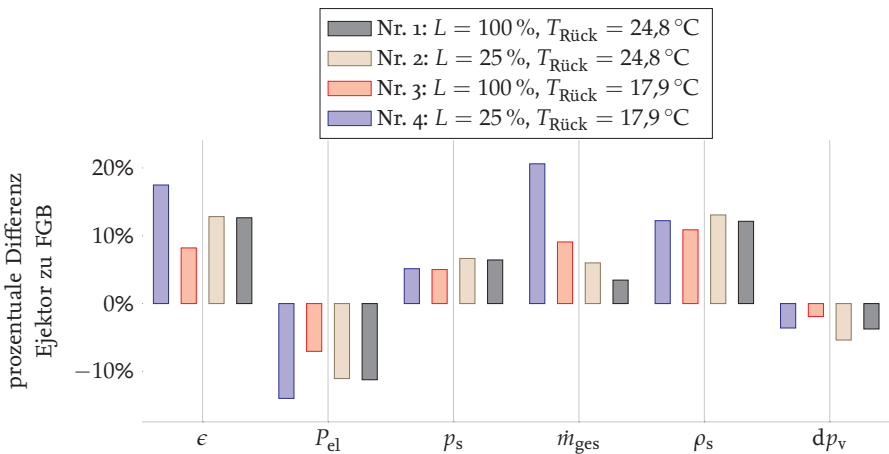


Abbildung 6.4: Prozentuale Differenz der aufgetragenen Größen der Kälteanlage mit Ejektor bezogen auf die Kälteanlage mit Flash-Gas-Bypass. Die Leistungszahl ϵ der Ejektor-Kälteanlage ist in allen Vergleichen größer, als bei Flash-Gas-Bypass, da der Saugdruck des Verdichters durch den Ejektor angehoben wird.

Diskussion Der Verdampfer wird bei der Kälteanlage mit Ejektor und bei der Kälteanlage mit Flash-Gas-Bypass sehr ähnlich betrieben. Der Dampfgehalt am Eintritt des Verdampfers ist bei beiden Konzepten sehr niedrig. Durch den Ejektor wird durch den zusätzlichen Druckhub eine Verringerung der Verdichterleistung P_{el} erreicht, sodass eine bis zu 17,5 % höhere Leistungszahl ϵ für die Kälteanlage zustande kommt.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Der Einsatz von Ejektoren in industriellen CO₂-Kälteanlagen mit einem hohen Teillastanteil der Kälteanlage ist in der Literatur noch nicht umfassend untersucht. Daraus leitet sich das übergeordnete Ziel der vorliegenden Arbeit ab, nämlich eine Analyse der erreichbaren Energieeffizienzsteigerung von industriellen CO₂-Kälteanlagen mit einem hohen Teillastanteil durch den Einsatz von Ejektoren. Die in dieser Arbeit verfolgte Lösungsidee, um auf eine breite Lastanforderung zu reagieren, ist der Einsatz mehrerer Ejektoren, zwischen denen im Betrieb umgeschaltet werden kann. Um eine Energieeffizienzsteigerung der Kälteanlage zu erreichen, müssen die Ejektoren in ihrer Größe und Kombination so ausgewählt werden, dass sie bei jeder auftretenden Teillast möglichst in ihrem Optimum betrieben werden. Diese Arbeit zeigt an dem Beispiel einer ausgeführten industriellen CO₂-Kälteanlage zur Luftkühlung, wie die Auswahl von optimalen Ejektorgrößen erfolgen kann.

Als erstes Teilziel wird eine CO₂-Kälteanlage ohne Ejektoren messtechnisch untersucht und modellhaft abgebildet. Als zweites Ziel wird ein vorhandenes Ejektormodell zu einem parameterlinearen Kennlinienmodell vereinfacht. Das dritte Ziel stellt die Darstellung der Übertragbarkeit des parameterlinearen Kennlinienmodells auf Ejektoren unterschiedlicher Geometrie und Größe dar. Das vierte Ziel beschreibt die simulations-gestützte Auswahl der Ejektoren unter Einbeziehung des Ventilmodus für den Betrieb in Winter. Im letzten Ziel wird die Energieeffizienz der vorgestellten Anlagenkonzepte über ein Jahr mit den entsprechenden Umgebungsbedingungen und Teillasten verglichen.

Zunächst wird für die Kälteanlage ohne Ejektoren ein Simulationsmodell aufgestellt und mit Messdaten validiert, welche über einen Zeitraum von einem Jahr aufgenommen wurden. Alleine durch eine simulative Verminderung der Überhitzung und die Nutzung eines optimalen Hochdrucks wird eine Verbesserung des Jahresenergieverbrauchs um 12,6 % erreicht. Dieses verbesserte System wird für die Vergleiche als Referenzsystem bezeichnet.

Auf Basis eines vorhandenen Ejektormodells von Lucas [78] wird unterstützt durch eine Messdaten-Analyse verschiedener Ejektoren ein parameterlineares Kennlinienmodell für Ejektoren erstellt. Dieses parameterlineare Kennlinienmodell besitzt nur drei statt fünf Parameter für die Berechnung der Steigung der Ejektorkennlinie. Außerdem weisen die Parameter geringere Korrelationen auf, als im ursprünglichen Kennlinienmodell. Ein Vergleich des parametrisierten Kennlinienmodells mit den Messdaten zeigt eine gute Über-

einstimmung. Dieses parameterlineare Kennlinienmodell für Ejektoren wird genutzt, um simulativ die optimalen Ejektoren für die zu untersuchende Kälteanlage auszuwählen.

Als Lösungsidee dieser Arbeit werden mehrere Ejektoren unterschiedlicher Größe verwendet, zwischen denen im Betrieb umgeschaltet werden kann. Die Analyse des Einsatzes mehrerer umschaltbarer Ejektoren zeigt, dass für niedrige Umgebungstemperaturen ein Ventilbetrieb sinnvoll ist. In diesem Ventilbetrieb werden die Ejektoren durch einen Bypass umfahren.

Im Ventilbetrieb fungiert der Separator, der für den Ejektorbetrieb benötigt wird, als Niederdrucksammler, was dazu führt, dass der Verdampfer überflutet betrieben wird. Mit dem Hochdruckventil wird eine optimierte Unterkühlung eingeregelt. Durch einen ganzjährigen Ventilbetrieb kann eine Verbesserung des JEV um 4,2 % verglichen zum Referenzsystem erreicht werden. Die Ergebnisse zeigen dass es mit einem einzelnen Ejektor allein nicht möglich ist, die Bandbreite der Lastanforderung von minimaler bis maximaler Laststufe abzudecken. Die Grenze beim Betrieb eines einzelnen Ejektors bezüglich der Bandbreite der Lastanforderung liegt bei 50 % Teillast, wenn die Volllast ebenfalls durch den einen Ejektor betrieben werden soll.

Mit vier Ejektoren unterschiedlicher Größe wird die beste Reduktion des Energieverbrauchs über ein Jahr erreicht. Bei vier Ejektoren ergibt sich maximal eine Reduktion des Energieverbrauchs von 6,9 % in Bezug auf das Referenzsystem. Bei drei Ejektoren liegt diese bei 6,1 % verglichen zum Referenzsystem. Zwei Ejektoren im Einzelbetrieb erreichen nur eine Verringerung des Energieverbrauchs von 3,4 %, was geringer ist, als bei einem ganzjährigen Betrieb des Ventilmodus. Zwei Ejektoren, welche zu einem Kombibetrieb zusammengeschaltet werden, stellen für die untersuchte Kälteanlage die minimale Anzahl an Ejektoren dar. Beim Kombibetrieb von zwei Ejektoren wird eine Verbesserung des Energieverbrauchs von 6,0 % verglichen zum Referenzsystem erreicht.

Um die Sensitivität des JEV der Kälteanlage bezüglich der Ejektoreffizienz darzustellen, wird die Ejektoreffizienz der zuvor berechneten Zusammenstellungen von Ejektoren, welche bei maximal 24 % lag, um 25 % erhöht. Durch die Verbesserung der Ejektoreffizienz um 25 % wird der Jahresenergieverbrauch im Vergleich zur Kälteanlage mit nicht verbesserten Ejektoreffizienz um bis zu 1,4 Prozentpunkte verringert.

Abschließend wird die untersuchte Kälteanlage simulativ mit einem Flash-Gas-Bypass ausgestattet und mit der Kälteanlage, welche vier Ejektoren mit der optimalen Größe besitzt. Die Kälteanlagen mit Ejektoren liefert in den vier untersuchten Betriebspunkten eine um bis zu 17,5 % höhere Leistungszahl.

Ausblick

Das parameterlineare Kennlinienmodell besitzt den Vorteil einer geringen Anzahl an Parametern mit reduzierter Korrelation der Parameter der Ejektorkennlinie. Jedoch werden noch nicht alle Einflussgrößen des Ejektors mit der Ejektorkennlinie beschrieben. Beispielsweise hat die Überhitzung am Saugeintritt des Ejektors in dem vorgestellten parameterlinearen Kennlinienmodell noch keinen Einfluss auf die Ejektorkennlinie. Die Überhitzung am Saugeintritt des Ejektors wurde in den durchgeführten Messungen von Lucas [78] nicht variiert. Die Berücksichtigung des Saugzustands des Ejektors auf die Ejektorkennlinie ist vor allem dadurch wichtig, dass Verdampfer bei Kälteanlagen mit Ejektoren geflutet betrieben werden können und es keine konstante Überhitzung vor dem Saugeintritt des Ejektors geben muss. Des Weiteren ist auch eine Vermessung von Ejektoren bei niedrigen Treibdüsen Eintrittstemperaturen sinnvoll, da die Datenbasis in dieser Arbeit zu niedrigen Eintrittstemperaturen begrenzt war.

A Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

| | | | |
|-----------|-----------------------------------|-----------|-----------------------------------|
| a | Koeffizient | Oh | Ohnesorgezahl |
| A | Querschnittsfläche | p | Druck, Parameter |
| b | Koeffizient | P | Leistung |
| c | spez. Wärmekapazität, Koeffizient | Pr | Prantlzahl |
| d | Durchmesser, Koeffizient | q | Koeffizient |
| f | Funktion | \dot{Q} | Wärmestrom |
| FU | Frequenzumrichter | r | Exponent, Parameter |
| g | Funktion | Re | Reynoldszahl |
| h | spezifische Enthalpie | s | Abstand |
| JEV | Jahresenergieverbrauch | t | Zeit |
| k | Koeffizient | T | Temperatur |
| L | Laststufe | v | Geschwindigkeit |
| m | Masse | \dot{V} | Volumenstrom |
| \dot{m} | Massenstrom | Var | Varianz |
| M | Fisher Matrix | w | Koeffizient |
| n | Drehzahl, Laufvariable | x | unabhängige Variable, Dampfgehalt |
| Nu | Nusseltzahl | y | Funktion |

Griechische Symbole

| | | | |
|------------|--|----------|---|
| α | Wärmeübergangskoeffizient, Winkel | ρ | Dichte |
| Δ | Differenz | σ | Oberflächenspannung, Standardabweichung |
| ϵ | Leistungszahl, Messabweichung | θ | Parametersatz |
| η | dynamische Viskosität, Modell | ζ | Druckverlustbeiwert, Versuchsplan |
| λ | Rohrreibungszahl | | |
| ν | kinematische Viskosität | | |
| ω | Winkelgeschwindigkeit | | |
| Φ | Massenstromverhältnis | | |
| π | Druckverhältnis | | |
| Π | Verhältnis Mischrohrquerschnittsfläche zu Treibdüsenquerschnittsfläche | | |
| Ψ | Verhältnis Mischrohrlänge zu Mischrohrdurchmesser | | |

Indizes

| | | | |
|-----------------|-----------------------------|------|------------------------------------|
| a | Bezeichner für Parameter | Mess | gemessene Werte |
| aus | Austritt | nom | Nominalwert |
| b | Bezeichner für Parameter | opt | optimal |
| CO ₂ | Kältemittel CO ₂ | p | konstanter Druck |
| d | Treibeintritt | quad | quadratischer Anteil |
| Druck | Druckzustand | reex | Reexpansion |
| e | Austritt , Exponent | r | Korrelationskoeffizient |
| ein | Eintritt | Rec | Druckrückgewinn |
| el | elektrisch | Reib | Reibung |
| ges | gesamt | Rück | Rückkühlwasser |
| GK | Gaskühler | s | suction, Saugeintritt |
| h | hydraulisch bzw. Hochdruck | S | Sekundärseite des Wärmeübertragers |
| Hub | gesamtes Hubvolumen | Saug | Saugzustand des Verdichters |
| i, j | Indexpaar | Sim | simulierte Werte |
| isen | isentrop | soll | Sollgröße |
| Kälte | Kälteleistung | t | engster Querschnitt der Treibdüse |
| KF | Kalibrierungsfaktor | Tot | Totvolumen |
| krit | kritischer Zustand | u | Unterkühlung |
| Leck | Leckage | V | Verdichter |
| lin | linearer Anteil | VD | Verdampfer |
| m | Parameter, Mischrohr | Verz | Verzögerung |
| max | Maximum | | |

B Anhang

B.1 Definitionen zu Kältemitteln

Für die synthetischen Kältemittelgruppen haben sich Bezeichnungen etabliert, welche in der deutschen und englischen Literatur verwendet werden. Zunächst sei auf die national und international verwendeten Definitionen verwiesen.

- Fluorkohlenwasserstoffe (FKW), engl. fluorocarbons (FC) oder perfluorocarbons (PFC)
- teilhalogenierte Fluorkohlenwasserstoffen (HFKW), engl. hydrofluorocarbons (HFC)
- Fluorchlorkohlenwasserstoffe (FCKW), engl. chlorofluorocarbons (CFC)
- teilhalogenierte Fluorchlorkohlenwasserstoffe (HFCKW), engl. hydrochlorofluorocarbons (HCFC) hydrofluoroolefins (HFO)

ODP Das Ozonabbaupotential oder engl. Ozone Depletion Potential (ODP) beschreibt die relative Verminderung des gesamten, globalen Ozons auf Grund eines Stoffes im Vergleich zu Verminderung des Ozons durch das Kältemittel R-11. Das ODP ist ein wichtiges Instrument des Montreal Protokolls zum Schutz der Ozonschicht.

GWP Das Global Warming Potential, oder Treibhauspotenzial, beschreibt der Wirkung eines Treibhausgases auf die Erderwärmung im Vergleich zur Wirkung von CO₂ auf die Erderwärmung. Da das Potenzial der Erderwärmung der einzelnen Treibhausgase mit der Zeit geringer wird, und diese Abnahme des Potenzials für verschiedene Treibhausgase nicht gleich ist, werden die Wirkungen für unterschiedliche Zeithorizonte integriert und für die Berechnung des GWP verwendet. Für Vergleiche von Treibhausgasen werden unter anderem die Wirkungen der Treibhausgase für Zeithorizonte von 20, 100 oder 500 Jahren, folglich GWP_{20} , GWP_{100} und GWP_{500} berechnet. Die drei Zeithorizonte ermöglichen eine Einschätzung der kurz-, mittel- und langfristigen Auswirkungen von Treibhausgasen auf die Erderwärmung, weshalb vom IPCC auch immer diese drei Zeithorizonte angegeben werden. Am häufigsten wird in der Literatur jedoch der GWP_{100} genutzt.

Brennbarkeit und Toxizität Kältemittel werden in Sicherheitsklassen eingeteilt. Diese Einteilungen sind in der ISO 817:2014 bzw. in der DIN EN 378-1:2008 geregelt. Die DIN EN 378 befindet sich zur Zeit der Arbeit in Revision, sodass die in der Tabelle B.1 genannten Klassifikationen noch nicht in der DIN EN 378 zu finden sind. Die Toxizitätsklasse von Kältemitteln wird durch die Buchstaben A und B gekennzeichnet. Die Brennbarkeit

Tabelle B.1: Klassifikation der Brennbarkeit und Toxizität nach ISO 817:2014 [120]

| | Geringe Toxizität | Hohe Toxizität |
|---|-------------------|----------------|
| keine Brennbarkeit und Flammenausbreitung | A1 | B1 |
| geringe Brennbarkeit u. Flammenausbreitungsgeschwindigkeit | A2L | B2L |
| geringe Brennbarkeit | A2 | B2 |
| hohe Brennbarkeit | A3 | B3 |

wird durch die Kategorien 1, 2, 2L und 3 beschrieben. Die Kategorie 2L wurde in der letzten Revision der ISO 817 für Kältemittel mit geringer Flammgeschwindigkeit hinzugefügt. Eine geringe Brennbarkeit liegt vor, wenn die thermodynamische Zustandsgröße Verbrennungsenthalpie unter 19 MJ/kg liegt. Die Brennbarkeit von A3 Kältemitteln soll weiter untersucht werden mit dem Ziel, zukünftig größere Füllmengen zu ermöglichen (siehe [8] und [119]).

B.2 Umweltabkommen

Die Kälte- und Klimatechnik hat durch ihre direkten und indirekten Emissionen einen Einfluss auf die globale Erwärmung. Daher wurden weltweit und regional Abkommen geschlossen, um den Beitrag der Kälte- und Klimatechnik auf die Erwärmung der Erde zu begrenzen. Diese Abkommen und deren rechtliche Konsequenzen werden im folgenden Abschnitt beschrieben. Da in den Abkommen bestimmte Kältemittel generell verboten werden und es Regelungen zur Verwendung von Kältemitteln in definierten Anlagengrößen gibt, haben diese Abkommen eine Auswirkung auf die zukunftssichere Wahl von Kältemitteln für Kälteanlagen.

Montreal-Protokoll Im Jahr 1987 beschließt die Staatengemeinschaft das Verbot von HFCKW und FCKW zum Schutz der Ozonschicht. Dieses Protokoll wurde von den 197 Mitgliedsstaaten der UN ratifiziert. Im Montreal-Protokoll werden Staaten in Entwicklungsländer (Article 5 parties) und in entwickelte Staaten (Non-Article 5 parties) geteilt, um unterschiedliche Ziele und Zeithorizonte für die Reduzierung von HFCKW und FCKW zu definieren. Mit dem im Montreal-Protokoll beschriebenen Phase-Out-Verfahren wird der schrittweise Verbot der Nutzung von ozonschädigenden Substanzen (engl. ozone-depleting substances (ODS)), darunter auch HCFKW-(engl. HCFC-) Kältemitteln bezeichnet. Bis zum Jahre 2030 sollen keine HCFKW mehr genutzt werden. Unter diese Regulierung fällt z. B. das lange in Klimaanlageanlagen verwendete Kältemittel R-22.

Kyoto Protokoll Das 1997 verabschiedete Kyoto Protokoll zielt auf die Reduzierung der Treibhausgas-Emissionen. Viele Entwicklungsländer bleiben dort jedoch ohne jegliche Verpflichtungen, die HFKW Kältemittel zu reduzieren (siehe Kuijpers [2]).

Kigali Abkommen Am 15.10.2016 beschließt die Staatengemeinschaft in Kigali, Ruanda, mit einer Ergänzung zum Montreal-Protokoll die Einbeziehung von HFKW Kältemitteln in das Protokoll, womit die Verfügbarkeit dieser Kältemittel auf dem Markt reduziert werden soll. Es wird von einem „Phase-Down“ gesprochen. Beginnen wird die Reduktion 2019 für Industrieländer und 2024 für Entwicklungsländer, wobei es für beide Gruppen Ausnahmen gibt, sodass vier Fälle zu unterscheiden sind. Die Verwendung von HFKW soll mit Reduktionszielen um 80-85 % basierend auf unterschiedlich zu berechnenden Startwerten (siehe UNEP - United Nations Environment Programme [121]) bis zum Jahr 2047 vermindert werden. Als Basis für die prozentualen Reduktionen, welche in CO₂ Äquivalenten ausgedrückt werden, dienen die HFKW (engl. HFC) Verbräuche in einem Zweijahreshorizont, wobei dieser Zeitraum für die Industrieländer, die Entwicklungsländer und die jeweiligen Ausnahmen zu verschiedenen Zeitpunkten beginnt. So bezieht sich der Basiswert für die Industrieländer auf den Zweijahreshorizont von 2011-2013. Um zu berücksichtigen, dass HFKW-Kältemittel als Ersatz für HFCKW-Kältemittel dienen und das Phase-Out-Verfahren der HCFKW-(engl. HCFC-)Kältemittel durch das Montreal-Protokoll noch nicht abgeschlossen ist, werden zusätzlich zu den HFKW-Verbräuchen des Zweijahreshorizonts prozentuale Anteile des HFCKW-Verbrauchs im gleichen Zeithorizont hinzuge-rechnet. z. B. werden für die Industrieländer 15 % des HFCKW-Verbrauchs zum HFKW-Verbrauch hinzugerechnet. Die Abbildung B.1 werden die Reduktionsschritte für alle vier Fälle gemeinsam mit den Reduktionsschritten der F-Gas-Verordnung über die Jahre dargestellt.

Europäische F-Gas-Verordnung Die Verordnung (EU) Nr. 517/2014 über fluorierte Treibhausgase, auch F-Gas-Verordnung genannt, wurde am 20.5.2014 im Amtsblatt der EU veröffentlicht [122]. Die Verordnung (F-Gas-V) gilt seit dem 1.1.2015 und sie soll schrittweise die Verkaufsmengen von teilhalogenierten Fluorkohlenwasserstoffen (HFKW) begrenzen. Bis 2030 soll diese Verkaufsmenge bis zu einem Fünftel der Verkaufsmenge aus dem Jahre 2009-2012 begrenzt werden. Die Emissionen des Industriesektors sollen bis zum Jahre 2030 um 70 % gegenüber 1990 begrenzt werden. Die Verordnung (EU) Nr. 517/2014 wird durch Durchführungsverordnungen ergänzt. Durch die F-Gas-V soll ein Anreiz geschaffen werden, Alternativen zu den fluorierten Kältemitteln zu verwenden. Das Ziel soll durch drei Maßnahmen erreicht werden.

1. Beschränkung des Angebots an teilfluorierten Kohlenwasserstoffen bis 2030
2. Erlass von Verboten zur Verwendung und Inverkehrbringung, wenn technisch machbare, klimafreundlichere Alternativen verfügbar sind.
3. Dichtigkeitsprüfungen, Zertifizierung, Entsorgung und Kennzeichnung

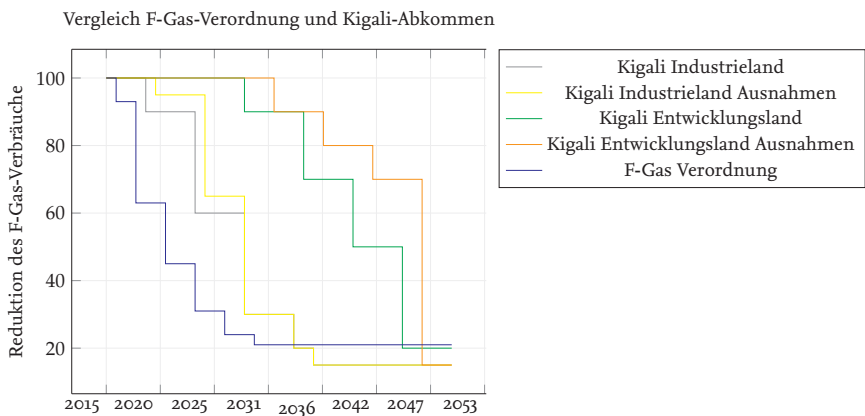


Abbildung B.1: Reduktion von Kältemittel in CO₂-Äquivalenten in der F-Gas-Verordnung und dem Kigali-Abkommen. In der F-Gas-Verordnung beziehen sich die Reduktionen auf die durchschnittliche im Verkehr befindliche Menge an HFKW-Kältemitteln im Zeitraum 2009-2012. Auch im Kigali-Abkommen werden die Reduktionen in CO₂-Äquivalenten ausgedrückt. Die Basiswerte der Reduktionen der Produktion und des Verbrauchs von HFKW unterscheiden sich jedoch bei den Artikel 5- und nicht-Artikel 5-Staaten und den Ausnahmen.

Unter „Phase-Down“ wird die Beschränkung der in der EU auf dem Markt befindliche Menge an teilhalogenierten Fluorkohlenwasserstoffen (HFKW) bis zum Jahr 2030 verstanden. Es gibt eine Gesamtmenge an Kältemitteln in der EU, sodass alle Marktteilnehmer EU-weit konkurrieren. Die Abbildung B.1 zeigt die Reduktionsschritte der Kältemittelmenge in CO₂-Äquivalent in der F-Gas-Verordnung und dem Kigali-Abkommen. Mit den festgeschriebenen Zeithorizonten ist die F-Gas-Verordnung ambitionierter als das Abkommen von Kigali.

Verwendungs- und Inverkehrbringungsverbote Zu den Verboten der Verwendung zählt auch die Instandsetzung oder Wartung inkl. Wiederauffüllung von Erzeugnissen oder Einrichtungen. Dabei sind nach dem Umweltbundesamt [123] „sämtliche Tätigkeiten, [...], die einen Eingriff in die fluoridierte Treibhausgase enthaltenden oder dafür bestimmten Kreisläufe erfordern, insbesondere das Befüllen des Systems mit fluoridierten Treibhausgasen, der Ausbau eines oder mehrerer Kreislauf- oder Geräteteile, der erneute Zusammenbau zweier oder mehrerer Kreislauf- oder Geräteteile und die Reparatur von Lecks“ verboten. Nach F-Gas-V Art. 13 Abs. 3 ist ab dem 1.1.2020 „die Verwendung von fluoridierten Treibhausgasen mit einem Treibhausgaspotenzial von 2500 oder mehr zur Wartung oder Instandhaltung von Kälteanlagen mit einer Füllmenge von 40 Tonnen CO₂-Äquivalent oder mehr untersagt.“ Ausnahmen betreffen Militärausrüstungen oder Kälteanwendungen von unter -50°C . Weiterhin sind bis zum 1.1.2030 aufgearbeitete oder recycelte fluoridierte Treibhausgase mit dem gleichen Treibhausgaspotenzial von 2500 ausgenommen. Das Inverkehrbringen von Treibhausgasen ist in der F-Gas-V in Artikel 11 und Anhang III geregelt [122], wobei die Daten des Verbots von den Einrichtungen und Erzeugnissen abhängen.

Grenzwerte Neben den Regulierungen zum Schutz der Umwelt sind Grenzwerte für Chemikalien im Zusammenhang mit Kältemitteln zu beachten. Hier wird eine nicht abschließende Übersicht über einzuhaltende und in dieser Studie vorkommende Grenzwerte gegeben.

DNEL Die Europäische Chemikalienverordnung REACH fordert stoffspezifische Informationen für Chemikalien, wie den DNEL-Wert (Derived No-Effect Level). Nach der REACH-Verordnung sind „Stoff Expositionshöhen abzuleiten, oberhalb deren Menschen nicht exponiert werden sollten. Dieser Expositionsgrenzwert wird als Derived No-Effect Level (DNEL – abgeleitete Expositionshöhe, unterhalb deren der Stoff zu keiner Beeinträchtigung der menschlichen Gesundheit führt) bezeichnet.“ Diese Expositionsgrenzwerte für Tätigkeiten mit dem registrierungspflichtigen Stoff müssen die Hersteller oder Importeure bei Produktions- bzw. Einfuhrmengen von zehn oder mehr Jahrestonnen aufstellen und im Stoffsicherheitsbericht und Sicherheitsdatenblatt aufführen. DNEL werden grundsätzlich nach ähnlichen Kriterien wie die in Deutschland verbindlichen Arbeitsplatzgrenzwerte (AGW) aufgestellt. Diese Arbeitsplatzgrenzwerte (AGW) sind in Deutsch-

land weiterhin für den Arbeitgeber verbindlich. Wenn kein AGW und keine maximale Arbeitsplatzkonzentration (MAK) gegeben sind, ist der DNEL für Arbeitnehmer zu berücksichtigen.

MAK Von der DFG-Arbeitsstoffkommission werden MAK-Werte für Arbeitsstoffe aufgestellt. In der Schweiz werden die MAK-Werte von der Suva herausgegeben. Diese beschreiben die maximale Arbeitsplatzkonzentration, also die Expositionsmenge, welche nicht überschritten werden darf, wenn Arbeitnehmer über lange Zeit (Tagesmittelwert) oder kurzzeitig (Kurzzeitwerte) bestimmten gasförmigen Arbeitsstoffen ausgesetzt sind. So beträgt der MAK-Wert im Tagesmittel von CO₂ 5000 ppm, der von R-134a 1000 ppm und der von R-1234yf 200 ppm.

NOAEL (no-observed-adverse-effect level) / NOAEC (No observed adverse effect concentration) Der NOAEL bezeichnet die höchste Dosis bei der keine schädlichen (adverse, toxische) Effekte auf einen Organismus beobachtet werden können. Der Grenzwert NOAEC bezeichnet die dazugehörige Konzentration. Schädliche Effekte sind durch die (WHO-Definition, 1994) definiert. Nach DFG [8] orientiert sich die Ableitung der MAK-Werte an dem NOAEL. Als Beispiel wird der NOAEL von der EPA (ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY [9]) verwendet um die menschlichen Arbeitsplatzgrenzwerte für R-1234yf basierend auf dem NOAEL von Hasen zu berechnen: „The long-term workplace exposure limit was calculated as follows: 4000 ppm (animal exposure) \times 1.9 (ratio of estimated human exposure/animal exposure) \times 1/3 (UF for animal to human extrapolation) \times 1/10 (UF for variability within the human population) = 250 ppm.“ Dieser Wert entspricht ungefähr dem des heute geltenden MAK-Wertes von R-1234yf von 200 ppm.

NOEL (No observed effect level) / NOEC (No observed effect concentration) Ähnlich wie der NOAEL bezeichnet der NOEL die höchste Dosis, bei der keine signifikanten Effekte, also keine Abweichung von der Norm erkennbar ist. Der NOEL bezeichnet die maximale nicht wirksame Dosis. Die NOEL- und (NOEC-)Werte werden aus längerfristigen Prüfverfahren ermittelt.

Zusammenfassung der rechtlichen Regelungen Aufgrund der beschriebenen rechtlichen Regelungen ist der Einsatz von Kältemitteln mit einem hohen GWP für Kälteanlagen nicht zukunftssicher. Die Verkaufsmenge von teilhalogenierten Kohlenwasserstoffen wird mit der Zeit reduziert, sodass die betroffenen Kältemittel immer teurer werden und es wirtschaftlich interessant wird, alternative Kältemittel einzusetzen. Aus rechtlicher Sicht sind nur die natürlichen Kältemittel langfristig von regulatorischen Einschränkungen ausgenommen.

B.3 Auswirkungen von synthetischen Kältemitteln auf die Umwelt

Neben den vielen rechtlichen Einschränkungen, welche die Verwendung von synthetischen Kältemitteln in Zukunft erschweren, stellen mögliche ökologische Folgen der bisherigen Nutzung von synthetischen Kältemitteln ein Risiko bezüglich der zukünftigen Verwendung dieser Kältemittel dar.

Zerfallsprodukt Trifluoressigsäure (TFA) Bei den problematischen Zerfallsprodukten von Kältemitteln ist die Trifluoressigsäure (TFA, engl. Trifluoroacetic acid) zu nennen. Nach Wang, et al. [124] ist TFA eine hochlösliche Säure, die primär durch das Auswaschen aus der Atmosphäre in die Hydrosphäre gelangt. Es besitzt eine phytotoxische Wirkung, ist demnach giftig für Pflanzen. Es ist in der Atmosphäre sehr stabil und kann sich vorwiegend im Wasser akkumulieren. Eine gute Übersicht über die Gefahren von TFA gibt Dalang [125]. Ein mol R-134a zerfällt zu 7-20 % zu TFA, während R-1234yf zu 100 % zu TFA zerfällt. R-1234yf zersetzt sich mit einer Zersetzungsrate von 11 Tagen (Papasavva, et al. [126]) sehr schnell in der Atmosphäre. Wenn R-1234ze(E) in der Umwelt zerfällt, entsteht in etwa demselben Maße TFA (Trifluoressigsäure) wie bei R-134a. In unterschiedlichen Studien wurde die Verteilung von TFA in der Atmosphäre auf Grund des Einsatzes in mobilen Klimageräten (Luecken, et al. [127] und Henne [128]) untersucht. Luecken, et al. [127] betrachten die Effekte des Einsatzes von R-1234yf als Ersatz von R-134a in automobilen Klimageräten in den USA und kommen zum Schluss, dass die höchsten TFA Konzentrationen im Regenwasser um den Faktor 80-800 unter dem niedrigsten Grenzwert liegen, welcher für Wasserorganismen schädlich ist. Henne [128] fassen zusammen, dass die TFA Konzentration nach einer 50-jährigen Emission nur in extremen trockenen Bedingungen den Grenzwert NOEC erreicht. Die großflächige Einführung von R-1234yf als Kältemittel in der automobilen Klimatisierung erhöhe die TFA-Konzentration in den Meeren, jedoch weit unter dem Grenzwert NOEC. Die TFA-Konzentration solle dennoch beobachtet werden. Die Konzentrationen von TFA und dessen Abbauprodukte in der Umgebung auf Grund der Verwendung von R-1234yf in Haushalts-, Gewerbe- und Automobil-klimaanlagen wird von Kajihara, et al. [129] untersucht. Die Ergebnisse der durchgeführten Simulationen zeigen, dass die direkten R-1234yf Konzentrationen keine Auswirkungen auf Lebewesen haben und dass die Grenze der errechneten R-1234yf Konzentration mit einem Faktor 107-mal kleiner ist, als der NOAEL. Bei dem Abbauprodukt TFA liegt die errechnete Konzentration ebenfalls unter der Grenzkonzentration der höchst sensiblen Algen (*Selenastrum capricornutum*), jedoch liegt zwischen den errechneten Konzentrationen und den NOAEL-Werten lediglich der Faktor 80. Auf ein ähnliches Ergebnis kommt auch Luecken, et al. [127] für die USA. Auf Grund der extremen Stabilität von TFA in der Umwelt und der Gefahr der Erhöhung der Konzentration von TFA durch saisonale Effekte oder der Anreicherung in

abgeschlossenen Wassersystemen wird darauf verwiesen, dass der Abstand der errechneten Konzentration von der Grenzkonzentration zu gering sei. Weitere Untersuchungen seien notwendig. Anreicherungen von TFA, die mit dem R-134a Einsatz korrelieren, sind in China nachgewiesen worden (Wang, et al. [124] und Wu, et al. [130]). Zhai, et al. [131] messen eine 17-fache Erhöhung der TFA Konzentration in chinesischen Seen im Jahr 2012 im Vergleich zum Jahr 2002. Nach dem UBA ist derzeit noch wenig über die Wirkung von TFA auf den Menschen bekannt. Lediglich eine Veröffentlichung aus dem medizinischen Bereich von Fröba [132] zur Wirkung von TFA aus Halothan gibt Anhaltspunkte dazu.

Atmosphärische Messungen von Kältemitteln auf dem Jungfrauojoch R-1234ze(E) Emissionen in die Umwelt wurden von der EMPA (Schweiz) gemessen (Vollmer, et al. [5]). In den Empa-Berichten (Reimann et al. [133] und Reimann et al. [134]) werden atmosphärische Messungen von Kältemitteln auf dem Jungfrauojoch und Simulationen über die Quellen dieser Kältemittelvorkommen vorgestellt. Diese Messungen belegen, dass HFO-Kältemittel trotz der kurzen Lebensdauer über weite Strecken getragen werden und auch in großer Höhe nachweisbar sind. Die hauptsächliche Quelle der Emissionen lag laut der Empa im Zeitraum 2011-2014 in den Niederlanden und Belgien. Die Thematik der TFA-Anreicherung in der Natur und die Auswirkungen auf Menschen hat für die langfristige Verfügbarkeit von bestimmten HFO-Kältemitteln aktuell noch keine limitierende Wirkung. Ob jedoch zukünftig Regularien geschaffen werden, um die Anreicherung von TFA in Gewässern zu vermindern, kann in dieser Arbeit nicht vorausgesagt werden. Es erscheint ratsam, die diesbezügliche Thematik und die wissenschaftliche, technische und politische Diskussion zu verfolgen, um auf eventuelle Veränderungen rechtzeitig reagieren zu können.

B.4 Messunsicherheitsanalyse nach GUM

Die gesamte Messunsicherheit U einer Größe setzt sich wie folgt aus den systematischen und zufälligen (statistischen) Messunsicherheiten zusammen. Die statistische Messunsicherheit s_n wird mit Hilfe des arithmetischen Mittelwerts einer Messgröße berechnet:

$$U = \sqrt{s_n^2 + \sum_{j=1}^m s_{s,j}^2}. \quad (\text{B.1})$$

Bei den GUM [49] wird diese Berechnung mit Typ A bezeichnet. Der arithmetische Mittelwert \bar{q} ist der beste Schätzwert für eine Messgröße, wobei dieser wie folgt definiert ist:

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n q_i. \quad (\text{B.2})$$

Die empirische Standardabweichung $s_n(q)$ einer Einzelmessung $s(q)$ der Messwerte wird berechnet nach:

$$s_n(q)^2 = \frac{1}{(n-1)} \cdot \sum_{i=1}^n (\bar{q} - q_i)^2, \quad (\text{B.3})$$

und die empirische Standardabweichung des Mittelwertes $s(\bar{q})$ ist wie folgt definiert:

$$s_n(\bar{q}) = \frac{s(q)}{\sqrt{n}}. \quad (\text{B.4})$$

Die systematischen Messunsicherheiten werden nach den Typ B-Verfahren der GUM [49] berechnet. Dabei beschreibt s_s die Standardmessunsicherheiten der nicht aus statistischen Beobachtungen ermittelten Messunsicherheiten. Dies können z. B. Informationen aus Herstellerangaben oder Erfahrungswerte sein. Wenn vom Hersteller Ober- und Untergrenzen a_+ und a_- für einen Sensor angegeben werden, kann die Standardmessunsicherheit für diese Größe unter Annahme einer rechteckigen Wahrscheinlichkeitsdichte zu

$$s_s = a / \sqrt{3} \quad (\text{B.5})$$

angegeben werden (siehe [135] und [136]).

Bei der Berechnung der kombinierten Messunsicherheit wird eine Taylorreihenentwicklung durchgeführt:

$$U_y^2 = \sum_{l=1}^k \left(\frac{\delta y}{\delta x_l} \cdot U_{x_l} \right)^2. \quad (\text{B.6})$$

Letztendlich kann die erweiterte Messunsicherheit berechnet werden, welche einen Bereich um das Messergebnis angibt, welcher mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit

einen großen Anteil der Verteilung der Werte der Messgröße Y umfasst. Die erweiterte Messunsicherheit U erhält man durch Multiplikation der Standardmessunsicherheit $u(y)$ mit dem Erweiterungsfaktor k . Der Erweiterungsfaktor k hängt von der gewählten Überdeckungswahrscheinlichkeit und der Art der Wahrscheinlichkeitsverteilung ab. Bei einer Überdeckungswahrscheinlichkeit von 95,45 % und normalverteilten Eingangsgrößen wird ein Erweiterungsfaktor k von 2 gewählt.

Aus den angegebenen Ungenauigkeiten der verwendeten Sensoren, welche in der Tabelle 2.2 angegeben sind, können die Messunsicherheiten der abgeleiteten Größen bestimmt werden. Für die Auswertung der Fehler der abgeleiteten Größen, wie der Kältemittelmassestrom oder Wärmeströme, wird eine Berechnung der kombinierten Messunsicherheit durchgeführt. Die Korrelation zwischen Eingangsgrößen wird hier vernachlässigt.

$$U = k \cdot u(y) \quad (\text{B.7})$$

Tabelle B.2: Unsicherheiten der verwendeten Stoffdatenmodelle in der TILMedia Bibliothek.

| Größe | Abweichung bei Medium in % | |
|------------------------|----------------------------|-------------------------------|
| | Wasser | CO ₂ (flüssig/gas) |
| Isobare Wärmekapazität | 0,1 | 0,05/0,03 |
| Dichte | 0,001 | 1,5/0,15 |

B.5 Ejektoren

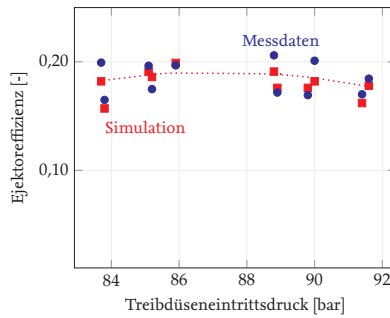


Abbildung B.2: Vergleich der gemessenen und simulierten Ejektoreffizienz des Ejektors. Treibdüsen-durchmesser $d_t = 0,62 \text{ mm}$.

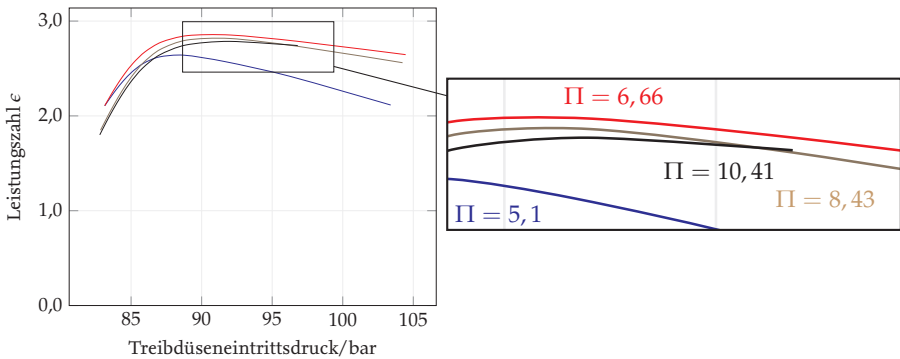


Abbildung B.3: Leistungszahl über dem Treibdüsen-eintrittsdruck p_d eines theoretischen Ejektors mit veränderlichem Treibdüsen-durchmesser. Vergleich der vier Ejektoren mit unterschiedlichen Verhältnissen von Mischrohrquerschnittsfläche zu Treibdüsenquerschnittsfläche Π bei einer Rückkühltemperatur von 35°C und Laststufe von 100 %.

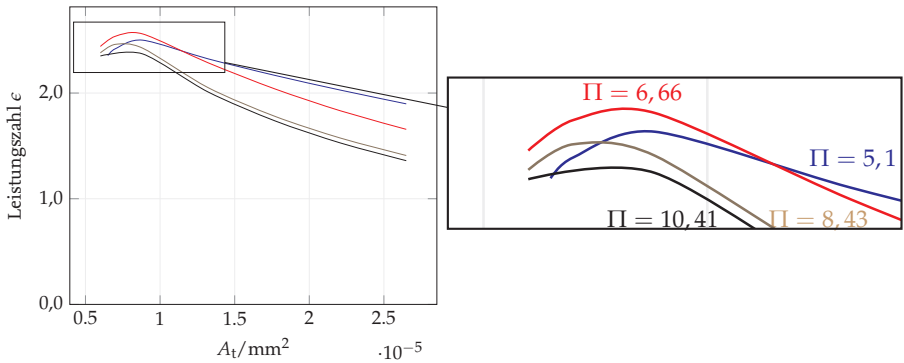


Abbildung B.4: Leistungszahl über der Treibdüsenquerschnittsfläche A_t eines theoretischen Ejektors mit veränderlichem Treibdüsendurchmesser. Vergleich der vier Ejektoren mit unterschiedlichen Verhältnissen von Mischrohrquerschnittsfläche zu Treibdüsenquerschnittsfläche Π bei einer Rückkühltemperatur von 35°C und Laststufe von 25 %.

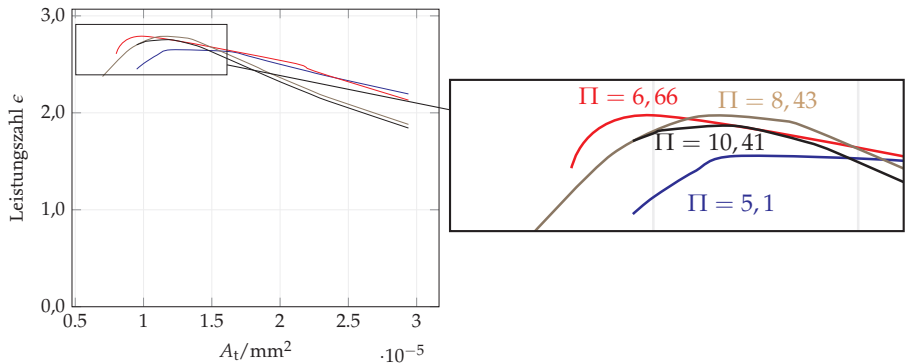
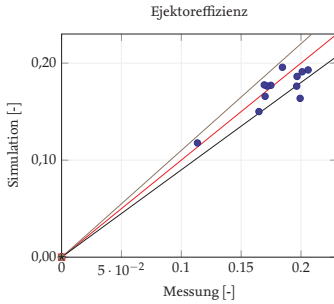
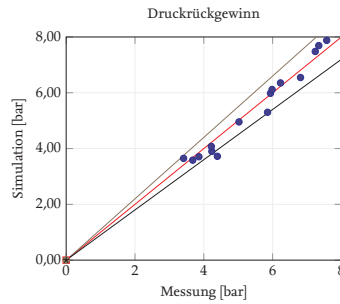


Abbildung B.5: Leistungszahl über der Treibdüsenquerschnittsfläche A_t eines theoretischen Ejektors mit veränderlichem Treibdüsendurchmesser. Vergleich der vier Ejektoren mit unterschiedlichen Verhältnissen von Mischrohrquerschnittsfläche zu Treibdüsenquerschnittsfläche Π bei einer Rückkühltemperatur von 35°C und Laststufe von 50 %.

Weitere Ergebnisse der Parametrierung des Ejektormodells aus Kapitel 3.2.

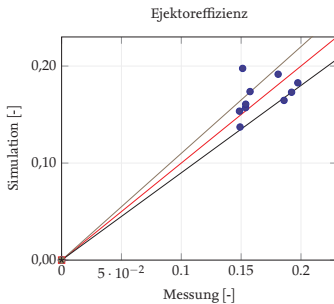


(a) Simulierte über der gemessenen Ejektoreffizienz

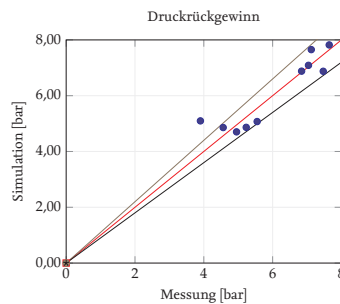


(b) Simulierter über gemessenen Druckrückgewinn

Abbildung B.7: Ergebnisse der Parameterschätzung des parameterlinearen Kennlinienmodells für eine Treibdüsen Eintrittstemperatur von $T_d = 35^\circ\text{C}$ und einen Saugdruck von $p_s = 34\text{ bar}$. Eine Annehmbare Abweichung der simulierten Ejektoreffizienzen und den Druckrückgewinnen über den Messdaten ist erreicht worden.

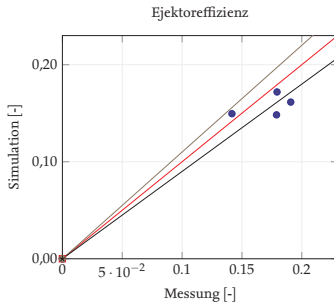


(a) Simulierte über der gemessenen Ejektoreffizienz

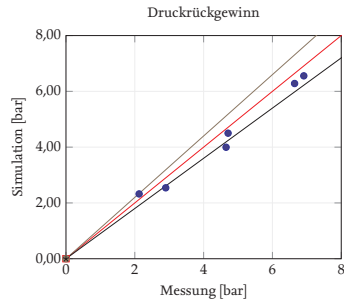


(b) Simulierter über gemessenen Druckrückgewinn

Abbildung B.8: Ergebnisse der Parameterschätzung des parameterlinearen Kennlinienmodells für eine Treibdüsen Eintrittstemperatur von $T_d = 40^\circ\text{C}$ und einen Saugdruck von $p_s = 34\text{ bar}$. Eine Annehmbare Abweichung der simulierten Ejektoreffizienzen und den Druckrückgewinnen über den Messdaten ist erreicht worden.

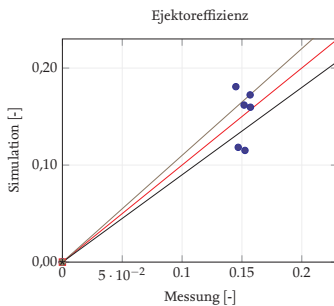


(a) Simulierte über der gemessenen Ejektoreffizienz

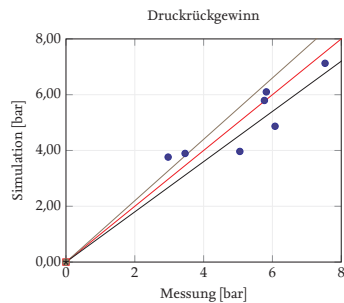


(b) Simulierter über gemessenen Druckrückgewinn

Abbildung B.9: Ergebnisse der Parameterschätzung des parameterlinearen Kennlinienmodells für eine Treibdüsen Eintrittstemperatur von $T_d = 30^\circ\text{C}$ und einen Saugdruck von $p_s = 26\text{ bar}$. Eine Annehmbare Abweichung der simulierten Ejektoreffizienzen und den Druckrückgewinnen über den Messdaten ist erreicht worden.

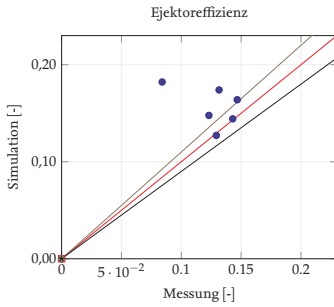


(a) Simulierte über der gemessenen Ejektoreffizienz

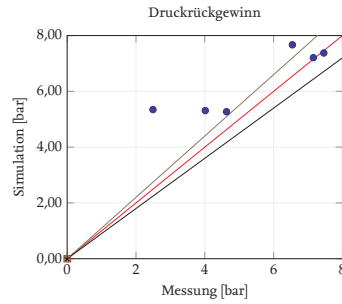


(b) Simulierter über gemessenen Druckrückgewinn

Abbildung B.10: Ergebnisse der Parameterschätzung des parameterlinearen Kennlinienmodells für eine Treibdüsen Eintrittstemperatur von $T_d = 35^\circ\text{C}$ und einen Saugdruck von $p_s = 26\text{ bar}$. Eine Annehmbare Abweichung der simulierten Ejektoreffizienzen und den Druckrückgewinnen über den Messdaten ist erreicht worden.



(a) Simulierte über der gemessenen Ejektoreffizienz



(b) Simulierter über gemessenen Druckrückgewinn

Abbildung B.11: Ergebnisse der Parameterschätzung des parameterlinearen Kennlinienmodells für eine Treibdüsen Eintrittstemperatur von $T_d = 40\text{ °C}$ und einen Saugdruck von $p_s = 26\text{ bar}$. Eine Annehmbare Abweichung der simulierten Ejektoreffizienzen und den Druckrückgewinnen über den Messdaten ist erreicht worden.

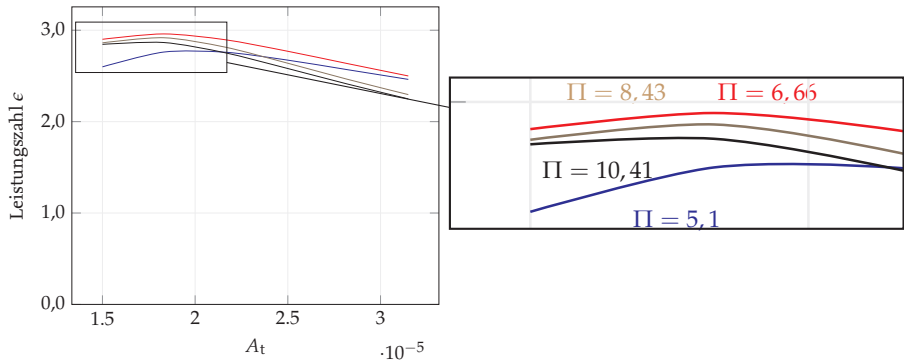


Abbildung B.6: Leistungszahl über der Treibdüsenquerschnittsfläche A_t eines theoretischen Ejektors mit veränderlichem Treibdüsendurchmesser. Vergleich der vier Ejektoren mit unterschiedlichen Verhältnissen von Mischrohrquerschnittsfläche zu Treibdüsenquerschnittsfläche Π bei einer Rückkühltemperatur von 35°C und Laststufe von 75 %.

Grenzen eines Ejektors

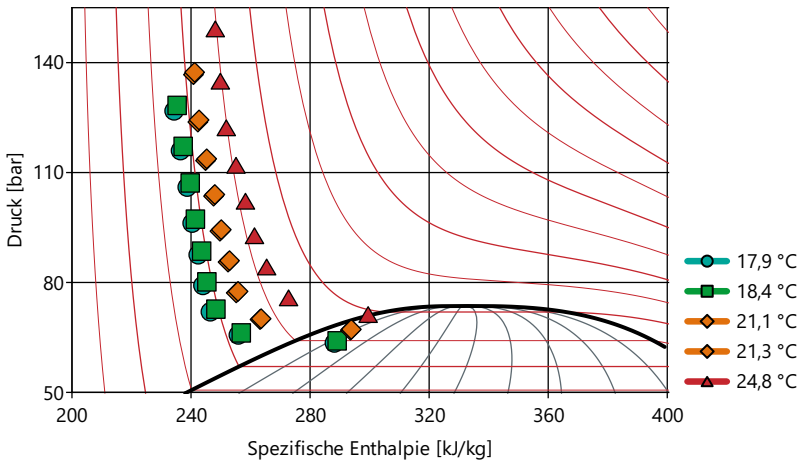


Abbildung B.12: Ein Beispiel für die Grenze des Einsatzes eines Ejektors bei der Treibdüsenfläche von $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$. Nur die Eintrittszustände in die Treibdüse für die Teillast von 30 % liegen hier im Zweiphasengebiet.

Ejektorwirkungsgrade

Analyse der Ergebnisse für vier und drei Ejektoren

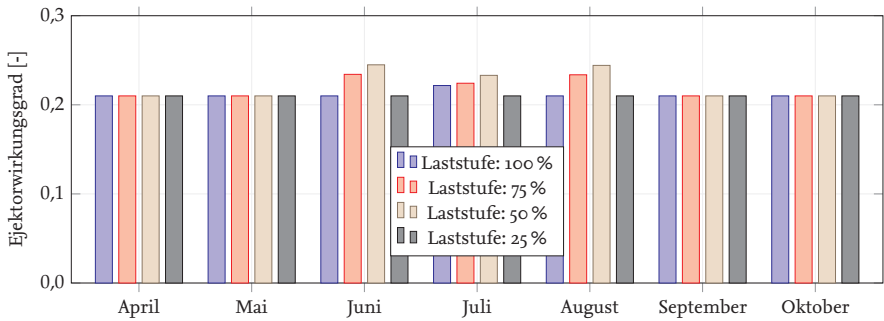


Abbildung B.13: Simulierter Ejektorwirkungsgrad für vier Ejektoren mit dem besten JEV. Treibdüsenflächen $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, $11,25 \text{ mm}^2$, $15,00 \text{ mm}^2$ und $20,00 \text{ mm}^2$.

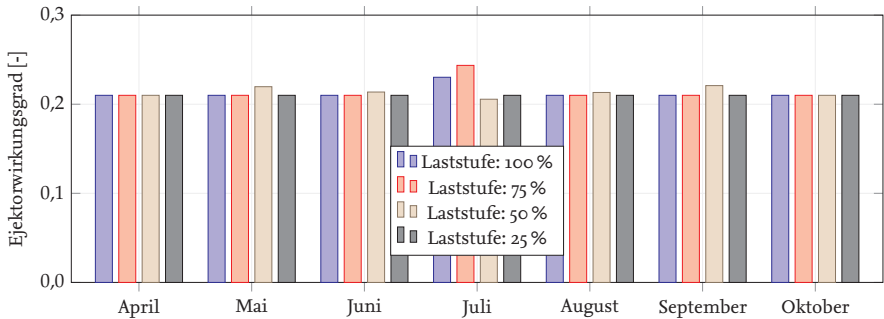


Abbildung B.14: Simulierter Ejektorwirkungsgrad für drei parallele Ejektoren im Einzelbetrieb. Treibdüsenflächen $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, $12,5 \text{ mm}^2$ und $20,00 \text{ mm}^2$. Die Teillasten von 50-75 % werden durch den mittleren Ejektoren abgedeckt.

Analyse der Ergebnisse für zwei Ejektoren und einem Ejektor

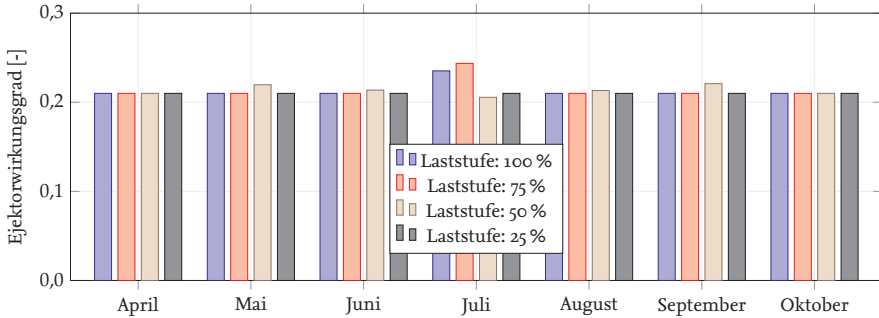


Abbildung B.15: Simulierter Ejektorwirkungsgrad für zwei parallele Ejektoren im Kombibetrieb. Treibdüsenflächen $A_t = 6,25 \text{ mm}^2$, $12,5 \text{ mm}^2$ und $18,75 \text{ mm}^2$. Die Teillasten von 50-75 % werden durch die mittlere Treibdüsenfläche, also nur durch den größeren der beiden Ejektoren abgedeckt.

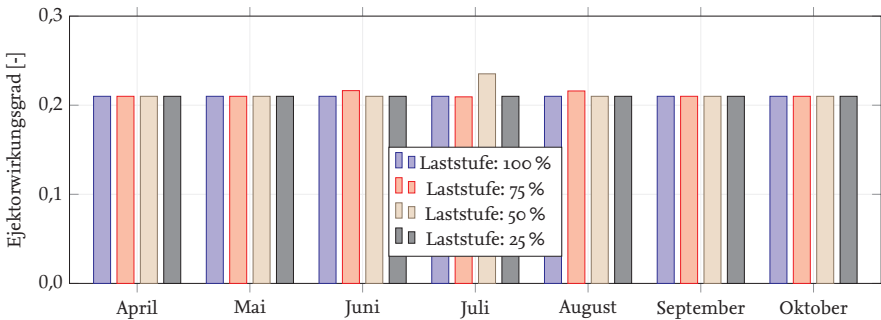


Abbildung B.16: Simulierter Ejektorwirkungsgrad für zwei Ejektoren im Einzelbetrieb. Treibdüsenflächen $A_t = 12,5 \text{ mm}^2$ und $17,5 \text{ mm}^2$.

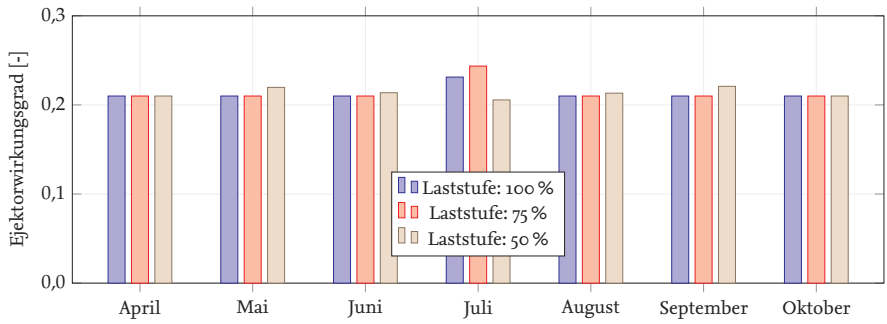


Abbildung B.17: Simulierter Ejektorwirkungsgrad, ein Ejektor. Treibdüsenfläche $A_t = 12,5 \text{ mm}^2$.
Teillast von 25 % wird im Ventilmodus betrieben.

B.6 Leistungszahl über Treibdüsenfläche

Rückkühltemperatur konstant

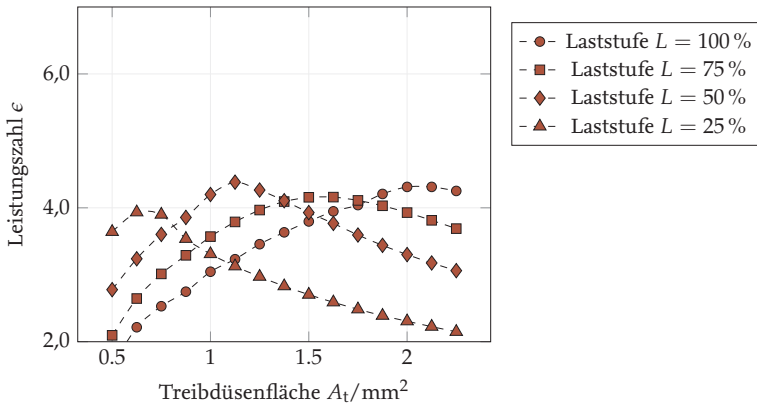


Abbildung B.18: Bei vier Ejektoren sind die optimalen Treibdüsenflächen A_t über die Lage der Maxima der Leistungszahl ϵ über der Treibdüsenfläche A_t zu finden. Beispiel für die Rückkühltemperatur $T_{\text{Rück}} = 24,8^\circ\text{C}$.

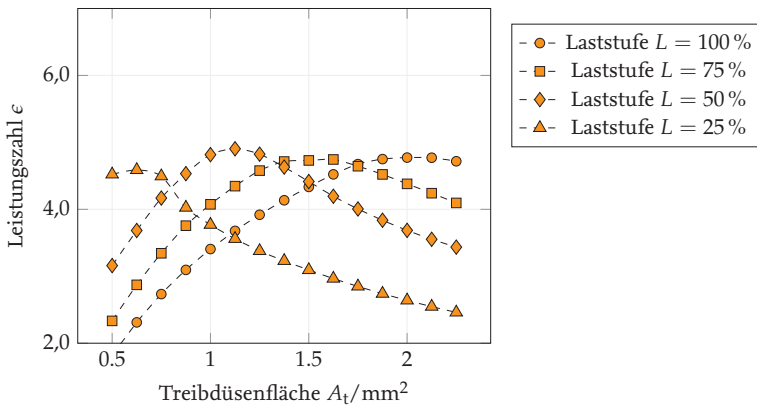


Abbildung B.19: Bei vier Ejektoren sind die optimalen Treibdüsenflächen A_t über die Lage der Maxima der Leistungszahl ϵ über der Treibdüsenfläche A_t zu finden. Beispiel für die Rückkühltemperatur $T_{\text{Rück}} = 21,3^\circ\text{C}$.

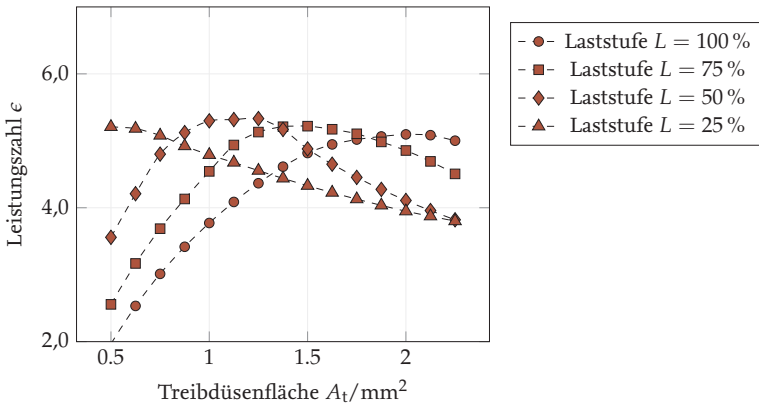


Abbildung B.20: Bei vier Ejektoren sind die optimalen Treibdüsenflächen A_t über die Lage der Maxima der Leistungszahl ϵ über der Treibdüsenfläche A_t zu finden. Beispiel für die Rückkühltemperatur $T_{\text{Rück}} = 18,4\text{ °C}$.

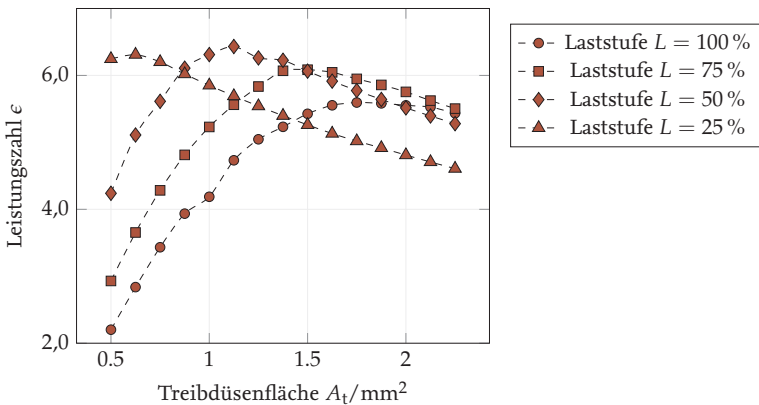


Abbildung B.21: Bei vier Ejektoren sind die optimalen Treibdüsenflächen A_t über die Lage der Maxima der Leistungszahl ϵ über der Treibdüsenfläche A_t zu finden. Beispiel für die Rückkühltemperatur $T_{\text{Rück}} = 14,5\text{ °C}$.

Laststufe konstant

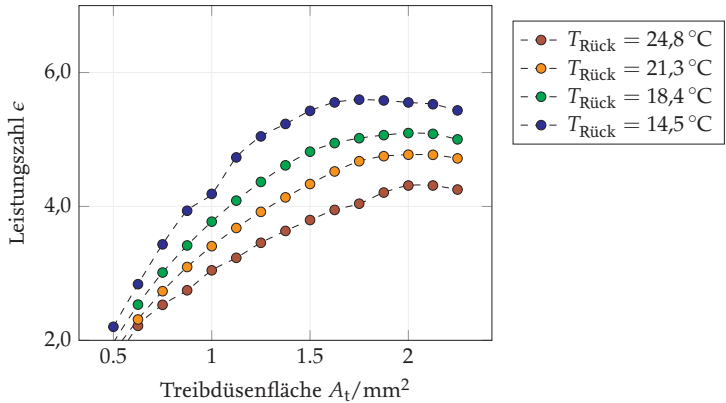


Abbildung B.22: Leistungszahl ϵ über der Treibdüsenfläche A_t für eine Laststufe von $L = 100\%$. Die Optima der Leistungszahl ϵ liegen für die vier Rückkühltemperaturen in einem

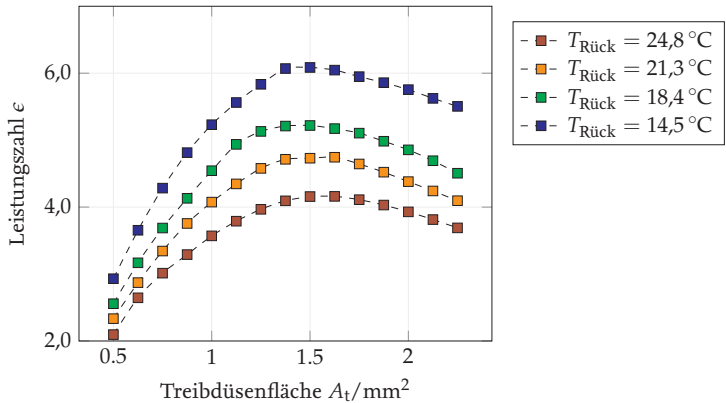


Abbildung B.23: Leistungszahl ϵ über der Treibdüsenfläche A_t bei vier Ejektoren für eine Laststufe von $L = 75\%$.

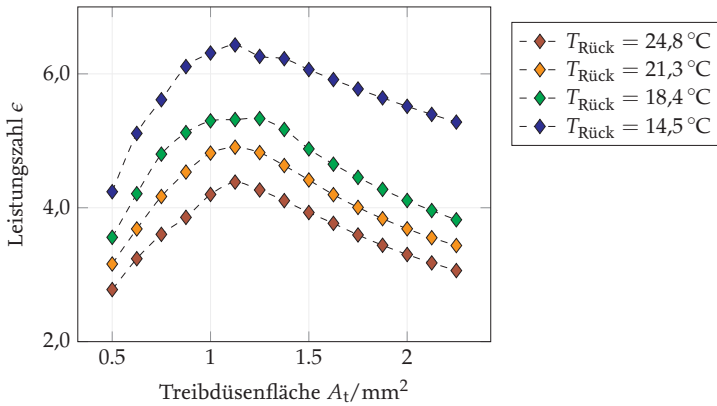


Abbildung B.24: Leistungszahl ϵ über der Treibdüsenfläche A_t bei vier Ejektoren für eine Laststufe von $L = 50\%$.

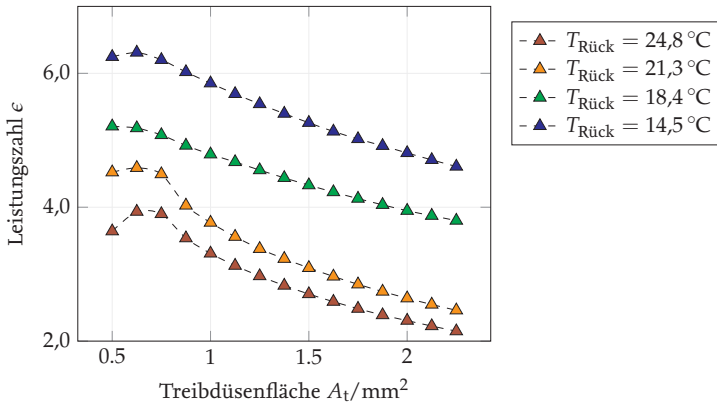


Abbildung B.25: Leistungszahl ϵ über der Treibdüsenfläche A_t bei vier Ejektoren für eine Laststufe von $L = 25\%$.

B.7 Parametrierung Wärmeübertrager

Verdampfer Die Parameter für das Verdampfermodell sind in der folgenden Tabelle B.3 angegeben.

Tabelle B.3: Parametrierung des Verdampfers für das FinAndTube-Modell der TIL Bibliothek.

| | |
|---------------------------------|----------|
| finnedTubeLength | 6,4 m |
| nSerialTubes | 18 |
| serialTubeDistance | 18 mm |
| nParallelTubes | 22 |
| parallelTubeDistance | 18 mm |
| finThickness | 1 mm |
| finPitch | 0,015 m |
| tubeInnerDiameter | 0,0081 m |
| tubeWallThickness | 0,0007 m |
| nTubeSideParallelHydraulicFlows | 5 |

Gaskühler Die Parameter für das Gaskühlermodell sind in der folgenden Tabelle B.4 angegeben.

Tabelle B.4: Parametrierung des Gaskühlers für das TubeAndTube-Modell der TIL Bibliothek.

| | |
|------------------|---------------------|
| length_a | 4,8 m |
| nParallelTubes_a | 411 |
| innerDiameter_a | 0,01 m |
| length_b | 4,8 m |
| nParallelTubes_b | 411 |
| innerDiameter_b | 0,08 m |
| heatDistance | 1 mm |
| crossSection | 58,3 m ² |

C Literatur

- [1] Risto Ciconkov. „Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions“. In: *International Journal of Refrigeration* 86 (2018), S. 441–448. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2017.12.006.
- [2] Lambert J.M. Kuijpers. „Dealing With HFCs under the Montreal Protocol while introducing Low-GWP Alternatives“. In: *12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference*. 2016.
- [3] James Calm. „Refrigerant Transitions ... Again“. In: *ASHRAE/ NIST Conference*. 2012.
- [4] Michael Kauffeld. *Current long-term alternative refrigerants and their possible applications: International Institute of Refrigeration - Informatory Note*. Hrsg. von International Institute of Refrigeration. 2016.
- [5] Martin K. Vollmer u. a. „First observations of the fourth generation synthetic halocarbons HFC-1234yf, HFC-1234ze(E), and HCFC-1233zd(E) in the atmosphere“. In: *Environmental science & technology* 49.5 (2015), S. 2703–2708. ISSN: 0013-936X. DOI: 10.1021/es505123x.
- [6] Deutsches Institut für Normung. *DIN EN 60335-2-89:2018-10: Sicherheit elektrischer Geräte für den Hausgebrauch und ähnliche Zwecke - Teil 2-89: Besondere Anforderungen für gewerbliche Kühl-/Gefriergeräte mit eingebautem oder getrenntem Verflüssigersatz oder Motorverdichter (IEC 60335-2-89:2010 + A1:2012, modifiziert + A2:2015, modifiziert); Deutsche Fassung EN 60335-2-89:2010 + A1:2016 + A2:2017*. 2018.
- [7] Jonathan Heubes u. a. „Kohlenwasserstoffe sicher als Kältemittel einsetzen - Entwicklung einer Strategie zum vermehrten Einsatz von Kohlenwasserstoff- Kältemitteln als Beitrag zum deutschen Klimaschutzziel unter Berücksichtigung des Energieziels 2050: 03KSE046“. In: *Umweltbundesamt* (2014).
- [8] Michael Garry. *Hydrocarbon flammability research goes forward*. 2017. URL: http://www.hydrocarbons21.com/articles/7365/hydrocarbon_flammability_research_goes_forward (besucht am 16. 01. 2017).
- [9] National Fire Protection Association. *Fire Hazards of Class A3 Refrigerants: R-290 Propane: Project Summary*. Hrsg. von NFPA. 2017. URL: <http://www.nfpa.org/~media/files/news-and-research/resources/research-foundation/current-projects/firehazardclassa3refrigerants.pdf> (besucht am 13. 01. 2017).

- [10] Cordin Arpagaus u. a. „Multi-Temperature Heat Pumps - A Literature Review“. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. 2016. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1569>.
- [11] Klara Skacanova. *Guide to Natural Refrigerants Training in Europe* 2017. URL: <https://issuu.com/shecco/docs/guidetrainingeurope2017> (besucht am 21. 07. 2017).
- [12] T. Alpögger u. a. „System Analysis and Optimization of a CO₂ Heat Pump Tumble Dryer“. In: *12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference*. 2016.
- [13] Dr.-Ing. Johannes Reichelt. „Kältemittel CO₂ — Ein Anfang ist gemacht“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, Springer Fachmedien Wiesbaden Ausgabe 7-8/2017* (2017). DOI: 10.1007/s35148-017-0073-1.
- [14] A. Möhlenkamp, N. Lemke und Jürgen Köhler. „Energetische Optimierung einer zweistufigen Laboranlage mit R744 für die Transportkühlung“. In: *DKV-Tagung*. 2013.
- [15] Rita Mastrullo, Alfonso William Mauro und Agostino Perrone. „A model and simulations to investigate the effects of compressor and fans speeds on the performance of CO₂ light commercial refrigerators“. In: *Applied Thermal Engineering* 84 (2015), S. 158–169. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.03.035.
- [16] G. Boccardi u. a. „Experimental performance evaluation for a carbon dioxide light commercial cooling application under transcritical and subcritical conditions“. In: *Applied Thermal Engineering* 54.2 (2013), S. 528–535. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.02.026.
- [17] Armin Hafner und Hemmingsten, A. K., Van de Ven, A. „R744 refrigeration system configuration for supermarkets in warm climates“. In: *3rd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain*. 2014.
- [18] Juergen Goeller. „CO₂ in Supermarket and Transport Refrigeration Systems for Cold and Warm Climates“. In: *ATMOSphere Europe* 2016.
- [19] Mazyar Karampour und Samer Sawalha. „Theoretical analysis of CO₂ Transcritical System with Parallel Compression for Heat Recovery and Air Conditioning in Supermarkets“. In: *24th IIR International Congress of Refrigeration*. Hrsg. von ICR. 2015.
- [20] Paride Gullo, Armin Hafner und Giovanni Cortella. „Multi-ejector R744 booster refrigerating plant and air conditioning system integration – A theoretical evaluation of energy benefits for supermarket applications“. In: *International Journal of Refrigeration* (2016). ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.12.009.
- [21] Simarpreet Singh und M. S. Dasgupta. „A Trans-critical CO₂ Heat Pump System for Waste Heat Utilization in Warm Weather Condition Applied to a Milk Refrigeration Plant“. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference* 2016.

- [22] Jörgen Rogstam. „Evolution of CO₂ as refrigerant in ice rink applications“. In: *12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference*. 2016.
- [23] Charles R. Taylor. „DESIGNING A CO₂ / NH₃ CASCADE REFRIGERATION SYSTEM“. In: *2015 IIR Industrial Refrigeration Conference & Exhibition*. 2015.
- [24] ALEXANDRA MARATOU und MASSON Nina. *Examples of NH₃/CO₂ secondary systems for cold store operators: Meeting the emission, energy efficiency and safety targets*. Hrsg. von shecco. 2013. URL: http://www.shecco.com/files/news/guide_nh3-final.pdf (besucht am 25.07.2017).
- [25] Hafner-Muschler GmbH & Co. KG. *Hafner-Muschler erweitert Kompetenzen im Bereich CO₂-Hochtemperatur-Wärmepumpen thermeco₂-Produktlinie von Dürr thermea kommt zukünftig aus Balingen*: Pressemeldung. 21.08.2017.
- [26] IKET, Hrsg. *Pohlmann-Taschenbuch der Kältetechnik: Grundlagen, Anwendungen, Arbeitstabellen und Vorschriften*. 21. Auflage. Berlin: VDE Verlag GmbH, 2013. ISBN: 978-3-8007-3393-4.
- [27] Bauverlag BV GmbH, Hrsg. *KKA - Kälte Klima Aktuell: Großkälte*. Bd. 37. Jahrgang. Gütersloh: Bauverlag BV GmbH, 2018.
- [28] Yamina Saheb, Sulejman Becirspahic und Jérôme Simon. „Effect of the Certification on Chillers Energy Efficiency“. In: *IEECB, April 2006, Frankfurt, Germany*. 2006. URL: http://www.eurovent-certification.com/fic_bdd/pdf_fr_fichier/1150796026_Review_85_-_Effect_of_Certification.pdf.
- [29] Armin Hafner und Krzysztof Banasiak. „R744 ejector technology future perspectives“. In: *J. Phys.: Conf. Ser. Journal of Physics: Conference Series* 745 (2016), S. 032157. DOI: 10.1088/1742-6596/745/3/032157.
- [30] Giorgio Besagni, Riccardo Mereu und Fabio Inzoli. „Ejector refrigeration: A comprehensive review“. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 53 (2016), S. 373–407. ISSN: 13640321. DOI: 10.1016/j.rser.2015.08.059.
- [31] Stefan Elbel und Neal Lawrence. „Review of recent developments in advanced ejector technology“. In: *International Journal of Refrigeration* 62 (2016), S. 1–18. ISSN: 01407007.
- [32] M. Noeding, W. Tegethoff und J. Koehler. „Decoupling Control for Sub- and Transcritical Operation of CO₂ Refrigeration Cycles“. In: *2018 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA)*. 2018, S. 820–825. DOI: 10.1109/CCTA.2018.8511423.
- [33] Michael Nöding. „Energieoptimierte Regelung von CO₂-Kompressionskältekreisläufen“. Dissertation. Braunschweig: TU Braunschweig, 2019.

- [34] Jacek Smolka u. a. „Performance comparison of fixed- and controllable-geometry ejectors in a CO₂ refrigeration system“. In: *International Journal of Refrigeration* 65 (2016), S. 172–182. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.01.025.
- [35] Andreas Schröder, Christian Lucas und Jürgen Köhler. „Experimentelle Untersuchung eines regelbaren CO₂ Ejektors“. In: *DKV-Tagung*. 2013.
- [36] Neal Lawrence und Stefan Elbel. „Experimental Study on Control Methods for Transcritical CO₂ Two-Phase Ejector Systems at Off-Design Conditions“. In: *12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference*. Hrsg. von IIR. 2016.
- [37] Fang Liu, Yong Li und Eckhard A. Groll. „Performance enhancement of CO₂ air conditioner with a controllable ejector“. In: *International Journal of Refrigeration* 35.6 (2012), S. 1604–1616. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.05.005.
- [38] Diego Malimpensa. „High efficiency CO₂ transcritical systems for all formats in warm climates“. In: *ATMOsphere Europe 2016*. 2016.
- [39] Jakub Bodys u. a. „Performance of fixed geometry ejectors with a swirl motion installed in a multi-ejector module of a CO₂ refrigeration system“. In: *Energy* 117 (2016), S. 620–631. ISSN: 03605442. DOI: 10.1016/j.energy.2016.07.037.
- [40] Jingwei Zhu und Stefan Elbel. „A New Control Mechanism for Two-Phase Ejector in Vapor Compression Cycles Using Adjustable Motive Nozzle Inlet Vortex“. In: *16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, 2016.
- [41] J. Schönenberger u. a. „Effiziente Kälteerzeugung im Supermarkt mittels CO₂ - Booster - Kälteanlage und Ejektor“. In: *DKV-Tagung*. 2013.
- [42] Armin Hafner u. a. „R744 ejector supported parallel vapour compression system“. In: *3rd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain*. 2014.
- [43] Ekaterini E. Kriezi u. a. „Multi ejector and the impact of ejector design on the operation of a CO₂ refrigeration system“. In: *6th IIR Conference: Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies*. Hrsg. von IIR. Ohrid, Macedonia, 2015.
- [44] Ekaterini E. Kriezi u. a. „R744 multi ejector development“. In: *12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference*. Hrsg. von IIR. 2016.
- [45] Armin Hafner, Sven Försterling und Krzysztof Banasiak. „Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration“. In: *International Journal of Refrigeration* 43 (2014), S. 1–13. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2013.10.015.
- [46] Michal Haida u. a. „Experimental analysis of the R744 vapour compression rack equipped with the multi-ejector expansion work recovery module“. In: *International Journal of Refrigeration* 64 (2016), S. 93–107. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.01.017.

- [47] Krzysztof Banasiak u. a. „Development and performance mapping of a multi-ejector expansion work recovery pack for R744 vapour compression units“. In: *International Journal of Refrigeration* 57 (2015), S. 265–276. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.05.016.
- [48] G. Boccardi u. a. „Thermodynamic Analysis of a Multi-Ejector, CO₂, Air-To-Water Heat Pump System“. In: *Energy Procedia* 101 (2016), S. 846–853. ISSN: 18766102. DOI: 10.1016/j.egypro.2016.11.107.
- [49] International Organization for Standardization. *Guide to the expression of uncertainty in measurement: JCGM 100:2008 (GUM 1995 with minor corrections) - Evaluation of measurement data*.
- [50] Christian Schulze. „A Contribution to Numerically Efficient Modelling of Thermodynamic Systems“. Dissertation. Braunschweig: TU Braunschweig, 2013. URL: <https://doi.org/10.24355/dbbs.084-201409121113-0>.
- [51] Flussgebietsgemeinschaft Elbe, Hrsg. *Datenportal der FG Elbe*. 2020. URL: www.elbe-datenportal.de (besucht am 03.04.2020).
- [52] Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler. *Leistungszunahme Kraftwerk durch Senkung der Rückkühltemperatur, persönliche mündliche Mitteilung*. Hrsg. von Andreas Schröder. Februar 2020.
- [53] Peterson Calavante. „Instationäre Modellierung und Sensitivitätsanalyse regelbarer CO₂-Axialkolbenverdichter“. Dissertation. TU Braunschweig, 2008.
- [54] Christoph Richter. „Proposal of new object-oriented equation-based model libraries for thermodynamic systems“. Dissertation. Braunschweig: TU Braunschweig, 2008.
- [55] Manuel Gräber. „Energieoptimale Regelung von Kälteprozessen“. Dissertation. Braunschweig: TU Braunschweig, 2013.
- [56] Andreas Varchmin. „Regelungstechnische Analyse von Kälteanlagen mit parallelen Verdampfern“. Dissertation. Braunschweig: TU Braunschweig, 2017.
- [57] F. Schedel u. a. „Effizienzbewertung von Wärmepumpen in Hybridfahrzeugen mit Hilfe der verlustbasierten Modellierung von Scrollverdichtern“. In: *DKV-Tagung*. 2013.
- [58] Jorge J. Moré. „The Levenberg-Marquardt algorithm: Implementation and theory.“ In: *Numerical Analysis: Proceedings of the Biennial Conference Held at Dundee*. Hrsg. von G. A. Watson. Bd. 630. Dundee, 1978, S. 105–116.
- [59] P. R. Gill, W. Murray und M. H. Wright. „The Levenberg-Marquardt Method“. In: *Practical Optimization*. Academic Press, London, pp. 136–137.

- [60] Hans Dieter Baehr und Karl Stephan. *Wärme- und Stoffübertragung*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2016. ISBN: 978-3-662-49676-3. DOI: 10.1007/978-3-662-49677-0.
- [61] Volker Gnielinski. „Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen“. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 41.1 (1975), S. 8–16. ISSN: 0015-7899. DOI: 10.1007/BF02559682.
- [62] Jostein Pettersen, Rieberer René und Svend Tollak Munkejord. *Heat transfer and pressure drop for flow of supercritical and subcritical CO₂ in microchannel tubes: Forschungsbericht*. 2000.
- [63] Chieko Kondou und Pega Hrnjak. „Heat rejection from R744 flow under uniform temperature cooling in a horizontal smooth tube around the critical point“. In: *International Journal of Refrigeration* 34.3 (2011), S. 719–731. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2010.11.003.
- [64] Baehr und Stephan. *Wärme- und Stoffübertragung*. 2. Auflage. Springer, 1996.
- [65] K. E. Gungor und R.H.S. Winterton. „Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparison of Correlation with Data“. In: *Chemical Engineering Research and Design* 65.2 (1987), S. 148–156. ISSN: 02638762.
- [66] S. G. Kandlikar. „A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes“. In: *Journal of Heat Transfer* (1990). URL: <http://heattransfer.asmedigitalcollection.asme.org>.
- [67] K. E. Gungor und R.H.S. Winterton. „A General Correlation for Flow boiling in tubes and annuli“. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 29.3 (1986), S. 351–358. ISSN: 00179310.
- [68] M. Sonnekalb. „Einsatz von Kohlendioxid als Kältemittel in Busklimaanlagen und Transportkälteanlagen“. Dissertation. Braunschweig: TU Braunschweig, 2002.
- [69] Fritz Steimle u. a. *Wärmeübertragung in Luftkühlern*. Bd. 6 / B. Handbuch der Kältetechnik, Unter Mitarbeit Zahlreicher Fachleute. Berlin und Heidelberg: Springer, 1988. ISBN: 978-3-642-82523-1. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-82522-4>.
- [70] Alberto Cavallini u. a. „Condensation in Horizontal Smooth Tubes: A New Heat Transfer Model for Heat Exchanger Design“. In: *Heat Transfer Engineering* 27.8 (2006), S. 31–38. ISSN: 0145-7632. DOI: 10.1080/01457630600793970.
- [71] Michael Arnemann. „Der Einfluss von Teillast auf die energetische Bewertung von Kälteanlagen“. In: *DKV-Tagung*. 2013.

- [72] Nicholas Lemke. „Untersuchung zweistufiger Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO₂“. Dissertation. Braunschweig: TU Braunschweig, 2005.
- [73] F. Kauf. „Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles“. In: *Revue Générale de Thermique* 38.4 (1999), S. 325–330. ISSN: 00353159. DOI: 10.1016/S0035-3159(99)80021-X.
- [74] S.M Liao, T.S Zhao und A. Jakobsen. „A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles“. In: *Applied Thermal Engineering* 20.9 (2000), S. 831–841. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/S1359-4311(99)00070-8.
- [75] Jörgen Jensen und Sigurd Skogestad. „Optimal operation of simple refrigeration cycles Part I: Degrees of freedom and optimality of sub-cooling“. In: *Computers and Chemical Engineering* 31 (2007), S. 712–721.
- [76] Justin P. Koeln und Andrew G. Alleyne. „Optimal subcooling in vapor compression systems via extremum seeking control: Theory and experiments“. In: *International Journal of Refrigeration* 43 (2014), S. 14–25. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2014.03.012.
- [77] Gustavo Pottker und Pega Hrnjak. „Effect of the condenser subcooling on the performance of vapor compression systems“. In: *International Journal of Refrigeration* 50 (2015), S. 156–164. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2014.11.003.
- [78] Christian Lucas. „Untersuchung der Betriebscharakteristik von zweiphasigen CO₂ Ejektoren“. Dissertation. Braunschweig: TU Braunschweig, 2015.
- [79] Jürgen Köhler u. a. „Experimental and theoretical study of a CO₂ ejector refrigeration cycle“. In: *VDA Alternative Refrigerant Wintermeeting*. Hrsg. von VDA. 2007.
- [80] Stefan Elbel und Predag Hrnjak. „Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation“. In: *International Journal of Refrigeration* 31.3 (2008), S. 411–422. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.07.013.
- [81] A. A. Kornhauser. „The Use of an Ejector as a Refrigerant Expander“. In: *International Refrigeration and Air Conditioning* 1990.
- [82] Neal Lawrence und Stefan Elbel. „Theoretical and practical comparison of two-phase ejector refrigeration cycles including First and Second Law analysis“. In: *International Journal of Refrigeration* 36.4 (2013), S. 1220–1232. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2013.03.007.
- [83] Neal Lawrence. „Experimental and numerical investigation of the design and control of vapor- compression systems with integration of two- phase ejectors for performance“. Dissertation. Urbana, Illinois: University of Illinois at Urbana- Champaign, 2016.

- [84] Krzysztof Banasiak und Armin Hafner. „1D Computational model of a two-phase R744 ejector for expansion work recovery“. In: *International Journal of Thermal Sciences* 50.11 (2011), S. 2235–2247. ISSN: 12900729. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2011.06.007.
- [85] Christopher E. Brennen. *Fundamentals of Multiphase Flow*. Cambridge: Cambridge University Press, 2005. ISBN: 9780511807169. DOI: 10.1017/CB09780511807169.
- [86] Neal Lawrence und Stefan Elbel. „Numerical Modeling of the Off-Design Performance of a Transcritical CO₂ Two-Phase Ejector Cycle“. In: *12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference*. Hrsg. von IIR. 2016.
- [87] R. E. Henry und H. K. Fauske. „The two-phase critical flow of one-component mixtures in nozzles, orifices, and short tubes“. In: *Journal of Heat Transfer*. Hrsg. von ASME. Bd. 92(2). 1971, S. 179–187. DOI: 10.1115/1.3449782.
- [88] Christian Lucas u. a. „Experimental investigation of the performance curve of a CO₂ ejector on the expansion side of a vapor compression refrigeration system“. In: *2nd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain*. Hrsg. von IIR. Science et technique du froid. Paris: Inst. Internat. du Froid, 2013. ISBN: 9782913149977.
- [89] Christian Lucas u. a. „Experimentally validated CO₂ ejector operation characteristic used in a numerical investigation of ejector cycle“. In: *International Journal of Refrigeration* 36.3 (2013), S. 881–891. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.10.035.
- [90] Fei Han. „Vermessung eines CO₂ Ejektors und Analyse eines Ejektor- Wärmepumpenkreislaufs“. Masterarbeit. Braunschweig: TU Braunschweig, 2014.
- [91] Ludwig Fahrmeir u. a. „Statistik: Der Weg zur Datenanalyse“. In: (2016). DOI: 10.1007/978-3-662-50372-0.
- [92] Rudibert Prof. Dr.-Ing. King. „Struktur- und Parameteridentifikation“. Vorlesungsskript. Berlin: Technische Universität Berlin, 2010.
- [93] Benjamin Auer und Horst Rottmann. *Statistik und Ökonometrie für Wirtschaftswissenschaftler*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. ISBN: 978-3-658-06438-9. DOI: 10.1007/978-3-658-06439-6.
- [94] Michael L. Johnson. „Parameter correlations while curve fitting“. In: *Methods in Enzymology: Numerical Computer Methods, Part C*. Bd. 321. Academic Press, 2000, S. 424–446. ISBN: 0076-6879. DOI: 10.1016/S0076-6879(00)21207-X.
- [95] Jiří Šimůnek und Jan W. Hopmans. „1.7 Parameter Optimization and Nonlinear Fitting“. In: *Methods of Soil Analysis*. John Wiley & Sons, Ltd, 2018, S. 139–157. ISBN: 9780891188933. DOI: 10.2136/sssabookser5.4.c7.

- [96] S. Finsterle und M. B. Kowalsky. „A truncated Levenberg-Marquardt algorithm for the calibration of highly parameterized nonlinear models“. In: *Computers and Geosciences* (2010). ISSN: 0098-3004. DOI: 10.1016/j.cageo.2010.11.005.
- [97] Denis Maillet u. a. „Regularized parameter estimation through iterative rescaling (PETIR): an alternative to Levenberg-Marquardt’s algorithm“. In: *HAL* (2013).
- [98] Christian Lucas u. a. „Einfluss der Geometrieparameter auf die Effizienz eines CO₂ Ejektors“. In: *DKV-Tagung*. 2012.
- [99] Masafumi Nakagawa, Ariel R. Marasigan und Takanori Matsukawa. „Experimental Analysis of Two-Phase Ejector System with varying Mixing Cross Sectional Area using Natural Refrigerant CO₂“. In: *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration (IJACR)*. Bd. 18. World Scientific Publishing Co., 2010, S. 297–307.
- [100] Krzysztof Banasiak und Armin Hafner. „Experimentelle Untersuchung verschiedener R744-Ejektorgeometrien“. In: *DKV-Tagung*. Bd. AA II.2. Dt. Kälte- u. Klimatechn. Verein e.V., 2010.
- [101] Christian Tischendorf. „Untersuchung eines Ejektor in einem R744-Kältekreislauf“. Dissertation. Braunschweig: TU Braunschweig, 2013.
- [102] Michal Palacz u. a. „CFD-based shape optimisation of a CO₂ two-phase ejector mixing section“. In: *Applied Thermal Engineering* 95 (2016), S. 62–69. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.11.012.
- [103] Michal Palacz u. a. „Shape optimisation of a two-phase ejector for CO₂ refrigeration systems“. In: *International Journal of Refrigeration* 74 (2017), S. 210–221. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.10.013.
- [104] Andreas Schröder und Jürgen Köhler. „Implementation of a CO₂ ejector in a one MW high temperature heat pump“. In: *6th IIR Conference: Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies*. Hrsg. von IIR. Ohrid, Macedonia, 2015.
- [105] Andreas Schröder und Jürgen Köhler. „Einsatz eines CO₂-Ejektors in einer 1 MW Hochtemperaturwärmepumpe“. In: *DKV-Tagung 2015*. 2015.
- [106] Ronny Schneider u. a. *CO₂-Hochtemperaturwärmepumpe großer Leistung mit Ejektor: Abschlussbericht zum Verbundvorhaben: Teilprojekt thermea: Prozessführung, Bau und Tests, IFT: Auslegung und Optimierung des Ejektors; Kreislaufsimulation*. Braunschweig, 2016. DOI: 10.2314/GBV:871446030.
- [107] Jakub Bodys u. a. „Parallel Work of CO₂ Ejectors Installed in a Multi-Ejector Module of Refrigeration System“. In: *Journal of Physics: Conference Series* 745 (2016), S. 032160. ISSN: 1742-6588. DOI: 10.1088/1742-6596/745/3/032160.

- [108] Wilhelm Kleppmann. *Taschenbuch Versuchsplanung*. München: Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2011. ISBN: 978-3-446-42774-7. DOI: 10.3139/9783446429420.
- [109] Karl Siebertz, van Bebber David und Hochkirchen Thomas. *Statistische Versuchsplanung: Design of Experiments (DoE)*. Springer, 2010. ISBN: 978-3-642-05492-1.
- [110] V. V. Fedorov u. a. „Theory of Optimal Experiments“. In: *Biometrika* 59,3 (1972), S. 697. ISSN: 00063444.
- [111] Valerii V. Fedorov u. a. *Model-Oriented Design of Experiments*. Bd. 125. New York, NY: Springer New York, 1997. ISBN: 978-0-387-98215-1.
- [112] Stefan Körkel. „Numerische Methoden für Optimale Versuchsplanungsprobleme bei nichtlinearen DAE-Modellen“. Dissertation. Heidelberg: Ruprecht-Karl- Universität Heidelberg, 8.10.2002.
- [113] Andreas Schulte. „Versuchsplanung für thermodynamische Modelle am Beispiel eines physikalischen Verdichtermodells“. Studienarbeit. Braunschweig: TU Braunschweig, 2017.
- [114] D. Wittman. *Fisher Matrix for Beginners*. URL: <http://wittman.physics.ucdavis.edu/Fisher-matrix-guide.pdf> (besucht am 06.05.2016).
- [115] Dan Coe. *Fisher matrices and confidence ellipses: a quick-start guide and software*. 2006. URL: http://arxiv.org/PS_cache/arxiv/pdf/0906/0906.4123v1.pdf (besucht am 06.05.2016).
- [116] Silvia Minetto u. a. „Air conditioning and space heating with CO₂: efficiency improvement with ejectors“. In: *6th IIR Conference: Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies*. Hrsg. von IIR. Ohrid, Macedonia, 2015.
- [117] Stefan Elbel und Predag Hrnjak. „Flash gas bypass for improving the performance of transcritical R744 systems that use microchannel evaporators“. In: *International Journal of Refrigeration* 27,7 (2004), S. 724–735. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2004.07.019.
- [118] Finn Richter. „Vergleichende Analyse von Flash-Gas-Bypass Konzepten am Beispiel eines Drucklufttrockners“. Studienarbeit. Braunschweig: TU Braunschweig, 2015.
- [119] Charlotte McLaughlin und Andrew Williams. *NEXT Series: Hydrocarbon charge limits under spotlight in 2017*. 2017. URL: http://www.hydrocarbons21.com/articles/7371/next_series_hydrocarbon_charge_limits_under_spotlight_in_2017 (besucht am 16.01.2017).
- [120] International Organization for Standardization. *Refrigerants - Designation and safety classification*. 2014-06-01.

- [121] UNEP - United Nations Environment Programme, Hrsg. *Frequently asked questions relating to the Kigali Amendment to the Montreal Protocol*. 2016. URL: http://ozone.unep.org/sites/ozone/files/pdfs/FAQs_Kigali-Amendment.pdf (besucht am 22. 11. 2016).
- [122] Europäischen Union. *Verordnung (EU) Nr. 517/2014 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 16. April 2014 über fluorierte Treibhausgase und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 842/2006*. Nr. 517/2014. 20. Mai 2014.
- [123] Umweltbundesamt. *EU-Verordnung über fluorierte Treibhausgase*. 2016-06-22. URL: www.umweltbundesamt.de/themen/klima-energie/fluorierte-treibhausgase-fckw/rechtliche-regelungen/eu-verordnung-ueber-fluorierte-treibhausgase (besucht am 16. 11. 2016).
- [124] Qiaoyun Wang, Xinming Wang und Xiang Ding. „Rainwater trifluoroacetic acid (TFA) in Guangzhou, South China: Levels, wet deposition fluxes and source implication“. In: *Science of the Total Environment* 468-469 (2014), S. 272–279. URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.scitotenv.2013.08.055>.
- [125] Félix Dalang. *HFO-1234yf in the environment*. Hrsg. von noé21. 2010.
- [126] Stella Papasavva und William Moomaq. „Comparison between HFC-134a and Alternative Refrigerants in Mobile Air Conditioners using the GREEN-MAC-LCCP© Model“. In: *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*. 2014.
- [127] Deborah J. Luecken u. a. „Ozone and TFA impacts in North America from degradation of 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (HFO-1234yf), a potential greenhouse gas replacement“. In: *Environmental science & technology* 44.1 (2010), S. 343–348. ISSN: 0013-936X. DOI: 10.1021/es902481f.
- [128] Stephan Henne. „Environmental Impacts of the Refrigerant R-1234yf: Future Emissions and Atmospheric Fate of New Refrigerant HFO-1234yf“. In: *Pro Klima*. 2013.
- [129] Hideo Kajihara u. a. „Estimation of environmental concentrations and deposition fluxes of R-1234-YF and its decomposition products emitted from air conditioning equipment to atmosphere“. In: *International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology*. Hrsg. von Nedo. 2010.
- [130] Jing Wu u. a. „Airborne trifluoroacetic acid and its fraction from the degradation of HFC-134a in Beijing, China“. In: *Environmental science & technology* 48.7 (2014), S. 3675–3681. ISSN: 0013-936X. DOI: 10.1021/es4050264.
- [131] Zihan Zhai u. a. „A 17-fold increase of trifluoroacetic acid in landscape waters of Beijing, China during the last decade“. In: *Chemosphere* 129 (2015), S. 110–117. ISSN: 0045-6535. DOI: 10.1016/j.chemosphere.2014.09.033.

- [132] G. Fröba. „Alternativen zu Lachgas-Desfluran“. In: *Anesthesiologie, Intensivmedizin, Notfallmedizin, Schmerztherapie : AINS* 36.10 (2001), S. 646–648. ISSN: 0939-2661. DOI: 10.1055/s-2001-17679.
- [133] Stefan Reimann u. a. *Kontinuierliche Messung von Nicht-CO₂- Treibhausgasen auf dem Jungfrauojoch (HALCLIM-5): Schlussbericht*. Hrsg. von Empa Abteilung Luftfremdstoffe/Umwelttechnik. Dübendorf, 2015.
- [134] Stefan Reimann u. a. *Kontinuierliche Messung von Nicht-CO₂- Treibhausgasen auf dem Jungfrauojoch (HALCLIM-2015-18): 1. Zwischenbericht*. Hrsg. von Empa Abteilung Luftfremdstoffe/Umwelttechnik. Dübendorf, 2016.
- [135] Deutsche Akkreditierungsstelle GmbH. *Angabe der Messunsicherheit bei Kalibrierungen: Schrift DAkkS-DKD-3*. 2010.
- [136] Franz Adunka. *Messunsicherheiten: Theorie und Praxis*. 3. Aufl. Vulkan-Verl, 2007.

